HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用
Author(s)	石井, 耕太
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 22(2): 63-119
Issue Date	1999-03-25
DOI	
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/12186
Right	
Type	bulletin
Additional Information	
File Information	22(2)_p63-119.pdf

Instructions for use

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北大農邦文紀要 22(2)：63～119，1999

バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用

石井　耕太
（北海道大学大学院農学研究科生物資源生産学専攻生物工学講座）

Development of Biogas-Diesel Engine for Farm Use

Kohta ISHI
(AVSE, Bioproduction Engineering, Division of Bioresources and Product Science,
Graduate School of Agriculture, Hokkaido University, Sapporo 060-8589, Japan)

目　　次

Ⅰ．緒　　論 ……63
A．エネルギ需要の見通し ……64
B．環境汚染の増加 ……64
C．エネルギ源の種類と将来性 ……64
D．バイオマスエネルギとしての
バイオガスの利用 ……66
E．既往の研究 ……68
F．研究の目的 ……69
Ⅱ．実験装置の改造 ……70
A．バイオガス供給装置の製作 ……70
B．供試機関の改造 ……73
C．性能値の計測法 ……79
D．その他の改造 ……80
E．まとめ ……80
Ⅲ．バイオガス・軽油二燃料運転の基本特性 …80
A．バイオガス供給運転 ……80
B．機関の基本性能 ……83
C．バイオガス運転時の機関性能 ……84
D．まとめ ……89
Ⅳ．バイオガスと軽油の二燃料運転の最適化 …90
A．ガス供給問題への適用 ……91
B．機関性能マップの作成 ……92
C．最適化の結果 ……92
D．検証実験 ……95
E．まとめ ……95
Ⅴ．最適スケジュールの条件変動への耐性 ……96
A．スケジューリング時と運転時の
条件変動 ……96
B．条件変動に関するシミュレーション ……96
C．シミュレーションのパラメータ ……97
D．シミュレーション結果 ……99
E．検証実験 ……103
F．まとめ ……103
Ⅵ．バイオガス二燃料機関の
コジェネレーション化 ……104
A．熱交換器の種類 ……104
B．交換熱量のシミュレーション ……106
C．実験装置の製作 ……112
D．交換熱量の測定と検証 ……112
E．まとめ ……114
Ⅶ．総　括 ……114
謝　　辞 ……116
量記号一覧 ……116
参考文献 ……117
Summary ……118

Ⅰ．緒　　論

人類にとって，エネルギは食糧と共にその活動の根幹を成すものである。地球環境を良好に保ちつつ必要エネルギ量を確保し，動力として有効に活用する技術の確立は，人類が生存を維持する上で不可欠である[1)]。しかし近年は将来的なエネルギ源の不足と，エネルギ使用に伴う環境への影響など，エネルギを巡る問題が急速にクローズアップされつつある。本章では今日的な観点から，バイオマスエネルギとしてのバイオガス利用研究の意義と問題点を検討する。

A. エネルギ需要の見通し

近年，東南アジア諸国及び中国などが工業化を進め，その経済の発展に伴ってエネルギの消費量・二酸化炭素排出量が上昇している。これまでは先進工業国は西欧を中心として世界人口の1/4程度であったが，今世紀末から来世紀に掛けてはアジア諸国が工業化・経済発展を進め，世界人口に占めるエネルギ大量消費社会の比率が増加すると予想される。世界一の人口を持つ中国も工業化が進み，近年中にはエネルギ輸入国となると予測されている。その後も生活水準の向上につれエネルギ需要量は急増すると考えられる。エネルギ大量消費社会は今後先進国から発展途上国へも拡大し，急激なエネルギの需要増を生じると推測できる。

今後増加するエネルギ需要を充足することは，技術進歩による化石燃料の可採量増加を考慮しても困難と考えられる。エネルギの絶対的不足が産業と経済の成長を阻めば，途上国の工業化と世界経済の発展は抑制され深刻な社会問題をも惹起する恐れがある。

B. 環境汚染の増加

a. 二酸化炭素による温暖化問題

近年特に問題となっているのは化石燃料の利用による二酸化炭素の排出の問題である。大気中に放出された二酸化炭素が地表面からの赤外線輻射を吸収し，温室効果をもたらす可能性が指摘されている。一例として，ウィーンの国際応用システム分析研究所（IIASA）におけるエネルギ需給予測を引用する[2]。2030年の人口を80億人と予測し，一人当たりの平均エネルギ消費量を石炭換算で3～5トン／年と見積もると2030年のエネルギ需要は250～400億トン／年となり，現在の3～5倍となる。これを1980年からの累積エネルギ所要量で見ると，一人当たり所要量を5，3，2トン／年と見積もった場合，それぞれ1.4，1.1，0.9兆トンが必要となる。これをまかなう代替エネルギとして2030年時点で石炭換算で原子力70～120億トン／年（28～32%），天然ガス30～50億トン／年（12～13%），石油50～70億トン／年（20～18%），石炭100～140億トン／年（40～37%）の使用を提案している。このように炭素を積算して1兆トンも燃やせば大気中の炭酸ガス濃度は現在の2倍に達し，その影響は無視できなくなり，この化石燃料の利用量は限界に近いとされている。

図1.1に1950～1989年までの全世界の二酸化炭素排出量を示した[3]。1973年と1979年の石油危機の際に全排出量と石油燃焼分は一時的に減少しているが，石炭・ガス燃焼分は一貫して増加している。特にガス燃焼分の全排出量中の比率は増加傾向にあり，天然ガスは発生熱量当りの二酸化炭素排出量が石炭の60%弱であることを考慮するとガス使用量の増加はさらに顕著となる。これは石油・石炭に加えて新しいエネルギ源の需要があることを示し，今後も二酸化炭素の排出が増加することを意味する。

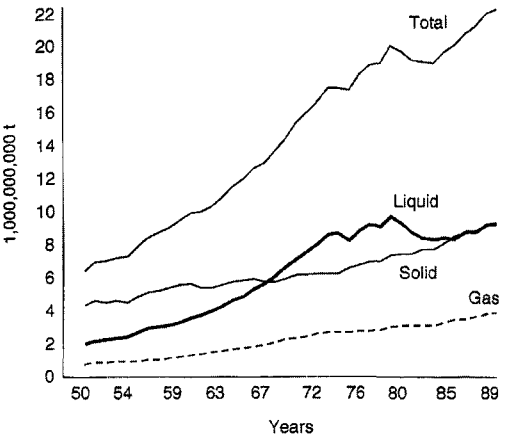


図1.1 世界の二酸化炭素排出量の推移
Fig. 1.1 Change of world's CO2 emission

b. 大気汚染の増加

工業化の進展につれて大気汚染も問題になっている。中国の工業化に伴い，脱硫装置のない工場から排出された亜硫酸ガスが日本海を経て日本各地に酸性雨をもたらしていることもその一例である。

また産業用内燃機関として最も多く用いられているディーゼル機関では，その排気ガスによる局所的大気汚染が問題になっている。窒素酸化物（NOx）による光化学スモッグ，浮遊粒子状物質（パーティキュレート・マター）による呼吸器系への影響など，都市部における大気汚染の元凶として，近年批判が強くなっている。

C. エネルギ源の種類と将来性

エネルギには原料としての一次エネルギ（石炭，石油，天然ガス，ウラニウムなど）と，これを消費形態にした二次エネルギ（電力，都市ガスなど）が存在する。したがってエネルギの利用には

1）一次エネルギの供給
2）一次エネルギから二次エネルギへの変換
3）二次エネルギの消費

の3段階が存在する[4]。

したがってエネルギを利用するには，一次エネルギとして一定量存在し安価に供給可能なこと，二次エネルギへの変換が効率的に可能なこと，またその二次エネルギの利用が容易なこと，のいずれもが満たされなければならない。

戦後は多くの国が主要なエネルギ源を石油とした。しかし政治的,社会的な供給断絶の発生に伴い，石炭が見直され，天然ガスの利用，原子力への移行が進められ，またその他の新エネルギの開発研究が真剣に検討されるようになった[5]。

現在実用化されているエネルギは化石燃料(石炭，石油，天然ガス)，水力，核分裂などであり，研究中のエネルギは，地熱，太陽エネルギ，風力,波浪，海洋温度差利用，核融合,バイオマスなどである[5]。研究中の内，太陽エネルギ，風力，バイオマスは近年実用性を高め，普及が進み始めている。

a. 化石燃料

化石燃料は石炭，石油，天然ガスに大別される。

石油は今日のエネルギ源の主柱を成すものである。液体であるため取り扱いが容易で，移動機関用燃料として不可欠である。しかしその可採年数は約30～40年と予測されている[6]。また石油は燃料としてだけでなく，重化学工業の原料としての需要も大きく燃料のみに大量消費することはできない。

天然ガスは発生熱量当りの二酸化炭素排出量が少なく，環境面で優れているが可採年数は50年程度と考えられ,また移動用機関の燃料としては適さない。

化石燃料の中では唯一石炭のみが数百年分の可採年数を持つ。石炭は豊富な埋蔵量を持つが，発生熱量当りの二酸化炭素排出が化石燃料中最大であり，しかも取り扱いに不便であることから固形のままでは発電所などの設置型施設でなければ利用しにくい。また石炭は含有する硫黄分が多く，燃焼には大規模な脱硫施設の設置が必要である。

その他の化石燃料のひとつとしてオリノコタールが存在し，これはベネズエラ産の超重質油の一種である。現在の技術による可採量でも，中東全体の石油埋蔵量の8割に当る2,600億バレルが存在すると言われている。常温では粘度が高いので，水と混ぜて液体にしたうえで燃料として使われる。新たに導入する場合，環境対策にコストがかかるものの，値段は重油の半分程度なので代替燃料として，エネルギ源の多角化と多元化の面から関心を集めている[7]。

化石燃料は有限な埋蔵量の再生不能なエネルギ源である。石油の可採年数は上述のごとくと考えられ，近年利用が増加している天然ガスも同様の限界を持つ。したがって化石燃料は，大きな埋蔵量を持つ石炭を例外として，ほぼ来世紀中に枯渇すると予測されている。

b. 原子力エネルギ

原子力については，先のIIASAの2030年の予測エネルギ需要は100万kWの原子力発電所を5,000基近く運転することに相当し，資金等の導入速度から実現には相当の困難が予想される。核融合炉の実用化は早くて22世紀初頭と予測される[8]。

原子力に関しては放射性廃棄物の処理や，建設地確保の問題など拡大を阻む問題も多く，将来のエネルギ需要の増加を原子力のみで賄うことは困難と考えられる。

c. バイオマスエネルギ

バイオマスエネルギは生物をエネルギ資源の側面から捉えた概念である[9]。バイオマスの入手法には，光合成効率の高い植物などを燃料産出の目的のために栽培する方法と，廃棄物を回収・処理して燃料化する方法に大別できる。

前者の方法は，発酵によりアルコール・メタン・水素などへ変換する方法と，植物油を改質してディーゼル機関の燃料として利用するバイオディーゼル法などがある。バイオディーゼルは近年実用化が進んでいるが,アルコールやメタンへの変換では，変換過程で使用するエネルギ量も多く，価格も相当に高い[10]。

後者は有機廃棄物を嫌気性発酵させて可燃性のバイオガスを発生させたり，都市ゴミの焼却に際して蒸気を発生し，発電や熱利用を行う。これらの方式では同一の施設がエネルギ生産と廃棄物処理の2つの目的を果たし,施設・コストの両面で有利である。

バイオマスエネルギと化石燃料の根本的な相違は，再生産可能であるかという点である。化石燃料は過去に生物が固定・蓄積した太陽エネルギ及び炭素を解放するのに対し，バイオマスは現在太陽から供給されているエネルギを生物学的に固定し，利用可能としたものである。日射がある限りエネルギが供給されるため原理的にエネルギ源の枯渇がない。また,エネルギ固定の過程で大気中の炭素を吸収し，エネルギを解放してもその炭素が大気中へ戻るだけ

なので，利用にともなう大気中の二酸化炭素増加は生じない。こうした環境面でのメリットから，バイオマスエネルギに対しては税率などの優遇措置がとられることが多くなっている。同時に，現状ではバイオマスエネルギの実用化にはこうした優遇措置が不可欠である。

以上見てきたように，化石燃料の多くはその可採年数に限界を持ち，原子力エネルギも十分な増加には多大の努力を要する。その一方で世界のエネルギ需要は増加し続け，深刻なエネルギ不足が生じることが危惧される。このような事態に対処するために，あらゆる代替エネルギの可能性を検討することは人類の将来に対し不可欠であると考えられる。

D. バイオマスエネルギとしてのバイオガスの利用

農業工学の立場からは，バイオマスエネルギの利用法を研究することがエネルギ問題への貢献となる。また農業原動機学の立場からはエネルギ利用の3段階のうち，第2段階の一次エネルギから二次エネルギへの変換がその主要な研究対象となる。一次エネルギとしてバイオマスエネルギを利用する場合どのような得失があるかを検討する。

a. 代替エネルギ源として具備すべき条件

代替エネルギの利用の際に，必要な施設の建設や管理運用など物理的・人的コストが大きく，利用により得られるエネルギや副次的メリットが少ないようでは実用研究としての意義に乏しい。

コストとしてはエネルギ源の採取・運搬にかかるコスト，利用に必要な装置・施設・社会的基盤の整備，それらの設備を運転するに必要な電力・燃料，また運転・管理のための人的労力などがある。

メリットとは第一にエネルギの産出であるが，代替エネルギが必ずしも量的に豊富かつ採取が容易で，変換効率が高いとは限らない。できればエネルギ産出以外の副次的メリットのあることが望ましい。このメリットとして，可燃ゴミの焼却や有機汚水の処理などによる環境汚染防止が考えられる。またそれらのエネルギの利用により他のエネルギを利用する場合に比べ発生する汚染物質量を削減できればコスト面以外でのメリットとなる。

したがって代替エネルギの利用価値としては，エネルギ源の多角化・分散化，二酸化炭素排出量の削減以外に，環境面での副次的メリットを持つことが望ましい。またコストや利益の判断は，環境コストの評価など時代や状況によって変化し，今後は環境コストの観点が重要視されると予想される。

その他にも供給量が十分かつ安定であること，変換効率が可能な限り高いことなども条件となる。

b. バイオガス利用の得失

エネルギ供給の3段階である＜バイオマスの供給法＞，＜二次エネルギへの変換＞，＜二次エネルギの有効な利用法＞において，バイオガス利用にどのような得失があるか検討する。

1）バイオマスの供給

バイオマスエネルギの入手法としては，利用のために光合成効率の高い植物等を栽培する方法と，下水や廃棄物などの有機物を発酵させてメタンを取り出すなどの方法がある。栽培法は休耕地などを利用し低コストで栽培が可能ならば一定の収量は期待できるが，我が国では人件費が高いこと，農地面積の点で生産可能量が少ないことが難点である。

廃棄物処理では，家屋・食品加工施設などからの生ゴミ・廃棄物，牧場などの糞尿が比較的大量かつ恒常的に排出される。これら排出物は産業活動の結果必然的に発生し，コストを掛けて産出する必要がなく，通常はその処理にコストを要する。一般的な利用においては処理施設を建設し，副次的に嫌気性発酵槽などの設備を設置する場合が多い。

どちらの方式でも，バイオマス収集に掛かる人件費を節約できるよう事前計画を行うことが経済面で非常に重要である。

2）気体燃料の得失

気体燃料の利点として，

・燃焼効率が高く，わずかな過剰空気で完全燃焼しかつ安定な燃焼をする。
・灰分や煤煙が出なく清潔である。

などが挙げられ，

一方欠点としては

・一般に配管工事費などの施設費が多くかかる。
・貯蔵が困難である。
・地理的条件によるが一般に他の燃料に比較して燃料コストがやや高い。
・取扱い方法により漏洩や爆発の危険がある。

といったことが挙げられる[11]。

気体燃料としてのバイオガスをディーゼル機関の燃料として利用することで，排気の清浄化に役立てることができる。またガス燃料の欠点に対しても，発生場所と利用場所が同じであれば貯蔵量は少なく

てすむ。

3）変換する二次エネルギの形態

バイオマスエネルギの形態として，太陽光を最低に，ガス化燃料，液体燃料とエネルギ密度が高くなる。そのため液体燃料化することがバイオマスエネルギ回収の最終目標であるとする意見もある[12]。しかしエネルギ密度を高くすること自体にエネルギや物理的・人的資源を必要とする場合，得られる出力に対して入力が多くなり，トータルで得られる出力が減少する。したがってバイオマスエネルギの利用においては，エネルギ密度の高さを最終目標とするのではなく，最終的な利用効率を高める方策の検討が最も重要であると考えられる。

移動体用の代替燃料としては液体燃料が適することからアルコールを用いた内燃機関の運転が数多く研究され実績を挙げている。ただしこの方法はアルコール製造・流通のインフラストラクチャーが整備されていなければ利用が難しく，また施設などのエネルギ源としては生産量，コスト面から適さないであろう。

嫌気性発酵によるメタンガスは，移動体の燃料としては適さないが設置型の施設における利用には問題は少ない。利用に際しても天然ガス用の機器の流用や，天然ガスとの混焼も可能であろう。

エネルギの需要形態としては電力・動力・熱などが存在する。一種類の二次エネルギでこれら全てをまかなうことは熱力学的に不合理である。エネルギの第二法則に従い，エネルギの形態は利用価値の高い状態から熱へと不可逆的に変化し，換言すれば電力や動力など高次のエネルギへの変換には必然的に熱の発生を伴う。従って比較的低温の熱需要に対しては高次エネルギ産出の際の廃熱を利用するカスケード的利用が，効率の点で望ましい。

廃熱の利用には，それを生じるエネルギの変換が熱需要地の近くで行われることが望ましい。熱の発生地と需要地が隔たっている場合，熱の運搬に大規模な施設が必要となる[13,14]。下水や糞尿の嫌気性発酵を発生地で行えば，メタンのエネルギ利用のみでなく同時に発生する排熱の利用も行いやすい。浄化槽・好気性発酵槽などを設置することを考慮すれば，その代わりに嫌気性発酵槽を設置しメタンを再利用することはアイデアとしては合理的である。

c. 実用化への課題

前述のような方法が，アイデアとしては存在しながら実際に行われることが少なく，また行われた場合でも良い結果を残せないのは何故か。

ひとつにはメタンを発生させても，掛けたコスト・手間に見合うメリットが得られないということが考えられる。バイオガス生産に伴う利益に対し，発酵槽の設置・管理・運転などにコストがかかり，トータルでのメリットが少ないのではないかと推察される。他にも現状では環境負荷の低いバイオガス利用に対し，税制面での優遇措置，建設等への助成が不十分であることも重要な原因と考えられる。

原動機の側から嫌気性発酵の応用を検討する場合，発生したメタンを適切に利用し嫌気性発酵のメリットを生かすのみでなく，発酵槽の運転にかかるエネルギ面でのコストを削減し，さらにはガスの発生量と使用量のバランスを取るなど，運転管理面で省力化を行うための運用法の構築なども必要になるであろう。発酵側と利用側の研究・運用が分離した状態ではメリットを生かしにくくデメリットが大きくなってしまうと考えられる。したがってメタン発酵をエネルギ源として実用化していくためには発生したメタンによる機関運転の特性を調べること以外に，機関側と発酵槽との関係，両者を適切にコントロールする方法の検討などが必要になる。

最終的に発酵槽・機関を組み合わせた設備の実用性は，発酵槽の運転に必要なエネルギコストをどれだけ機関側でまかなえるか，また運用にかかる人的労力を省略できるか（自動化），これらの収支と廃棄物処理のメリットを組み合わせたトータルでのメリットが必要コストを上回れるかが問題となる。したがってメタン発酵・利用システムは全体として研究し，トータルとしてのメリットを追求しなければならない。メタンの利用を考慮しない嫌気性発酵研究，メタン発生のコストを考慮しない原動機研究だけでは，こうしたシステムの実用性に関して適切な回答をもたらせないであろう。機関の熱効率は最終的な実用価値を左右する要素ではあっても，それ自体が実用性の評価の尺度とは成り得ない。最終的な利用価値を判定するためには，代替エネルギとしての環境面への貢献，廃棄物処理による環境面への貢献，発酵槽の運転に必要なエネルギコスト，メタンの利用により得られるエネルギ，システムの運用にかかる労力とその省力化の程度などを考慮しなければならない。バイオガス運転による原動機の特性を検討することは，このようなシステムの実用化研究

を行うための部分的研究であると認識すべきである。

d. その他

これまでの社会は資源を加工して社会へ供給する資源供給系の整備が中心であった。しかし環境問題が重視されるにつれ，社会から排出される廃棄物を処理し，利用価値のあるものを回収し廃棄するものは無害化する廃棄物処理系の充実の必要性が高まっていると考えられる。

エネルギの利用もエネルギ源から採集して需要へと供給する資源供給事業として行われてきたが，可燃ゴミの焼却熱による発電など，廃棄物中の未利用エネルギをリサイクルする廃棄物処理事業としての研究も今後は重要となるであろう。バイオマスの利用をこのような観点から捉えた場合，下水や屎尿中の有機物の処理過程でメタンを取り出し利用すること，また発酵の際の発熱を利用することなどは廃棄物処理とエネルギのリサイクルを兼ね，有望と考えられる。特に酪農などにおいては消化汚泥を堆肥として物質的にもリサイクル可能というメリットを持つ。有機廃棄物の嫌気処理とメタンの利用を組み合わせることは，バイオマスを物質・エネルギの両面でリサイクル可能とすることを意味する。

E. 既往の研究

バイオガスの利用は，発酵に関する研究に較べ内燃機関への利用に関するものは少ない。さらに内燃機関に関する研究は火花点火機関を用いたものが多く，圧縮着火機関を用いた体系的研究は外国のものを含め数えるほどしか存在しない。

a. 海外の研究

1）Ortiz-canavate らの研究[15]

Ortiz-canavate ら(1981)は40 kWの中型汎用ディーゼル機関を予混合方式によるバイオガス・軽油2燃料運転用に改造し，天然ガスと二酸化炭素から成る合成ガスで運転した。投入エネルギ中の軽油による供給割合は15～30%，合成ガス中のメタン濃度は50～70%である。実験の結果，彼らは以下のような結論を得た。

・最適回転数

バイオガス2燃料機関は中回転・高トルクにおいて最も高い性能を示し，ディーゼル機関とほぼ同等の熱効率を持つ。しかしこのような性能を発揮する回転数の範囲は非常に狭い。

・高回転での性能低下

高回転ではバイオガスはシリンダ中での燃焼が間に合わず，後燃えを生じて熱効率低下，排気温度の過熱をもたらす。

・低負荷での性能低下

低負荷ではシリンダ内温度が低いため着火が遅れ，熱効率が低下する。

・噴射時期進角の有効性

バイオガス運転時は噴射時期を進角させると低トルクまたは高回転でのノッキングやミスファイアを防止できる。

2）Pikken, Soliman の研究[16]

Pikken, Soliman（1981）は機関の種類やガスの条件を変更して実験を行い，バイオガスと2次燃料を組合わせた2燃料運転の有効性と，その場合のディーゼル機関の経済性を指摘している。

3）Bhattacharya らの研究[17]

Bhattacharya ら（1988）は牛糞から発生した実際のバイオガスを用いて予混合式ディーゼル機関を運転し，Ortiz-canavate らの研究結果を裏付けるデータを得た。

4）デンマークにおけるバイオガスプラントの実績

デンマークでは1987年以来，大規模な集中型バイオガスプラントを建設し，その実用性を評価してきた。デンマークでは原子力発電は禁止され，二酸化炭素税が導入されている。そのため風力発電と共にバイオガスが注目されており，バイオガスプラントは1995年当時で14基建設され，主体は家畜糞尿である。これらプラントは周辺の農家からタンクローリなどによりスラリーを収集し，嫌気性発酵槽でバイオガスを発生させ，ガスは発電・燃焼・電力会社への売却などを行い，発酵廃液は有機肥料として農家へ売却するものである[18]。95年までに得られたこれらプラントの評価は以下のようなものである[19]。

1．集中型プラントは経済的に成立可能である。熱電併給のための助成金は不可欠であるが，プラント建設の助成金は削減可能である。

2．プラントが経済的に成り立つためにはマニュア1 m^3あたり30～35 m^3のガス生産が必要であり，このためには工業有機廃棄物を10～20%混入させる必要がある。

3．技術的にはマニュア収集のルート及び場所の慎重な計画が重要である。マニュアと液肥の運搬費用は，全運用コストの35～50%である。

4．臭気のある汚染空気の解決には，ボイラでの燃焼が望ましい。木質チップ生物学フィルタは便利な手段であるが，まだ信頼性に乏しい。
5．硫化水素除去については，バイオガス中に5％の空気を追加し，発酵槽廃液からの分離液を循環させる生物学的除去方法で大きな成功を収めた。
6．電力価格はピークロード時にベースロード時よりかなり高く設定されているため，バイオガス貯蔵の必要性が大きい。
7．ガスのパイプライン輸送は，長距離であっても低圧システムにした方が維持コストを低減でき望ましい。

経済的には1980年代のプラントは投資の30～40%が助成金によったが，最近のものは最大で20%である。運用経済性は全体の組織，高品質な技術の選択，プラントのマネージメントなどに非常に影響を受ける。最新のプラントは経済的にも損益分岐点を越え，関連技術の進歩に伴いさらに有用性を高めている。

実例を挙げると，リントラップのプラントでは農家65戸から糞尿を収集し，発生したバイオガスを近くの発電所にパイプラインで送り蒸気タービンで発電，熱湯を配管で地域暖房に利用する。年間処理量は糞尿100,000トン，食品工場残渣30,000トン。食品残渣は廃液処理手数料を徴収し，年間200万デンマーク・クローネ（DK）の収益を得，これはプラント収入の1/4を占める。プラントの建設費用は4,300万DKで，約4割が政府補助である[18]。

リーベ・プラントでは養豚場から年間10,000トンの糞尿を購入，ガス原料として利用している。また魚肉加工場廃液を処理手数料31 DK/m³＝¥558/m³で，屠場残渣を50 DK/m³＝¥900/m³で請け負う。糞尿はガスを取ると肥料価値が低下するため，減少分の料金を農家に支払う。一方スラリーは液肥として利用し，農家はこれを購入して使用するが，結果として化学肥料の使用量が減少し肥料代の節約になる[20]。

これらのバイオガスプラントの計画は，南ユトランド大学バイオマス研究所ホルムニールセン氏の主導により進められている。

b．農業原動機学講座の研究

本講座（農用車両システム工学講座，旧農業原動機学講座）においては平成2年度より小型の農用ディーゼル機関をメタンガスと軽油の二燃料で運転する研究が開始された。本研究はこれにつながっており，特にその実験装置及びソフトウェアの資産は貴重であった。以下にその概略を述べる。

1）平成2年度卒業論文[21]

有田望は平成2年度の卒業論文『メタンガスの農用小型機関への応用に関する研究』において，バイオガスの研究のための各種実験装置を製作し，メタンガス利用時のディーゼル機関の基本的性質を調べた。その結果，低中負荷域における熱消費率の増加，煙濃度の大幅な低減，メタンの混合比が希薄な場合の熱消費率の増加などを報告している。なお，熱消費率［MJ/kWh］とは軽油・バイオガスを合計した燃料消費率を，熱量基準で表したものである。

2）平成3年度卒業論文[22]

田中健太郎は平成3年度の卒業論文において，吸気絞りを用いた二燃料機関の性能改善の可能性を検討し，吸気絞りの必要性の少ないことを見いだした。そして機関負荷の変化に対する最適なメタン供給量を，動的計画法による決定を試みた。

3）平成4年度卒業論文[23]

筆者は平成4年度卒業論文『バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用』においてメタン供給量と軽油噴射時期が機関性能に及ぼす影響を調べ，メタンの供給量に応じて軽油噴射時期を動的に制御する必要性を確認した。

F．研究の目的

バイオガスの発生は古くから行われてきたが，近年では代替エネルギの一つであるバイオマスエネルギとしての観点からその利用法が検討されている。しかしバイオガスの発生からその利用にまで到る体系的な利用法は確立されておらず，有効な利用が行われていないのが実状である。本研究の目的は有機廃棄物などを嫌気性発酵させた際に発生する可燃性のガス，バイオガスをディーゼル機関の燃料として適用することである。

以上のような背景をふまえ，これまで比較的例の少なかった，発生後のバイオガスの効率的利用法を検討することが本研究の目的である。同一量のスラリーからより多量のバイオガスを発生させることはバイオガス利用の実用性を向上させる上で最も重要である。しかし発生したバイオガスの利用法を改良することで，同一量のバイオガスからより多量のエネルギを発生させることができる。

本研究では，バイオガスのエネルギ効率改善をソ

フトウェア的手法とハードウェア的手法の両面から検討する。第1のソフトウェア的手法では，発生したガスをタンクに貯蔵し，ここからディーゼル機関への供給スケジュールを最適化することでエネルギ変換効率の改善を試みる。これは第4・5章で記述される。ハードウェア的手法としては，バイオガス利用ディーゼル機関をコジェネレーション化し，機関排熱を回収することで総合効率の改善を試みる。

II. 実験装置の改造

本研究の最終目的は，バイオガス発生条件の時間変動に応じたディーゼル機関の適切な運転法を検討することである。そのため以下の新規実験装置のハードウェアを製作した。その概要は以下のごとくである。

1．メタンガスと二酸化炭素の混合により，実際のバイオガスとほぼ同様の性状を持つ合成バイオガス供給装置の新規製作
2．新規に小型直接噴射式機関を供試機関として採用
3．燃料噴射時期制御の効果検証のため，噴射時期可変型噴射ポンプを装着

A. バイオガス供給装置の製作

上述したように，本研究の目的はバイオガス発生条件（時間当たり発生量・メタン含有率）の時間変動に応じてディーゼル機関に動的な最適制御を行うことである。本章では，メタンと二酸化炭素を混合し実際のバイオガスとほぼ同性状の合成ガスを供給する装置の製作，及びその装置を用いた予備試験について記述する。

a. バイオガスの性状・発生

メタン発酵槽より発生した消化ガスの組成は，一般にメタンガスは60～70%，炭酸ガスは30～40%であり，その他に硫化水素ガスが1,000～2,000 ppm程度含まれる[24]。硫化水素は，燃焼させると亜硫酸ガスないし硫酸となってボイラ壁，機関シリンダを腐食し，さらには大気汚染をもたらす。そのため通常発酵施設には脱硫装置が設置され，硫化水素を除去する。脱硫法には湿式法と乾式法とがあり，湿式法は水に硫化水素を溶解させる方法で，乾式は水酸化鉄を含有する脱硫剤に反応させる方法である[25]。

本研究ではバイオガスはメタンと二酸化炭素の2成分から構成されると仮定し，バイオガス流量L/min，メタン濃度%の2つのパラメータによりガス状態を表す。実例として帯広畜産大学における嫌気性発酵のデータ[26]を図2.1に，阿部牧場（北見市）における発酵データ[27]を図2.2に示した。

b. バイオガス合成装置の製作

嫌気性発酵により得られるバイオガスは主としてメタンと二酸化炭素から成っている。実際のバイオガスの入手は困難であり，また所要の条件(発生量，ガス組成）を設定することも難しい。したがってバイオガスとほぼ同じ組成を持つ合成ガスを生成する発酵シミュレータが必要となる。本研究ではこれま

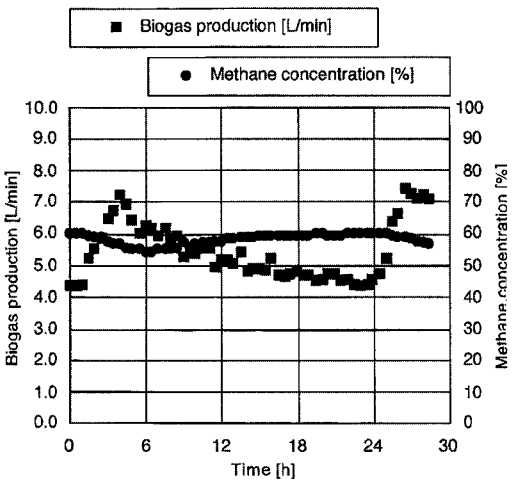


図2.1 帯広畜産大学におけるバイオガス発生データ
Fig. 2.1 Biogas production data in time series

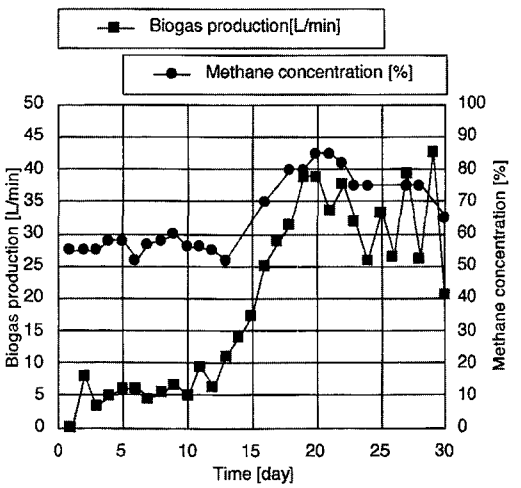


図2.2 阿部牧場におけるバイオガス発生データ
Fig. 2. 2 Biogas production data in time series

でメタンのみを用いてバイオガスの代わりとしていたが，現実に近い実験を行うために今回メタン・二酸化炭素の合成ガスを生成する装置を製作した。

実際の嫌気性発酵では，バイオガス発生量や成分が時間と共に変動し，さらにこれらが発酵槽によっても変化する。特に本研究では発生状況の時間的な変動に対する有効な運転法の構築が重点目標であり，ガスの時間変動や発酵槽による発生状況の差異を柔軟に再現しうる装置の製作が必要となる。

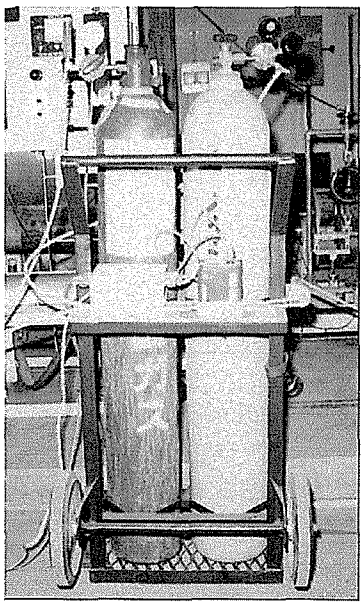
つまりガスの流量・組成を速やかに変更でき，実際の発酵の計測データを元に発酵状況を再現しうること，タンクなどへのガスのバッファリングをシミュレートできることなどが必要になる。流量の制御と同時に計測もリアルタイムで可能であることが望ましい。またガスは重量物であるボンベから供給するので，その移動・設置が容易であることも付属的な機能として重要である。

これらの条件を満たすため製作したバイオガス合成装置の写真を図2.3に，構成を図2.4に示す。本装置は

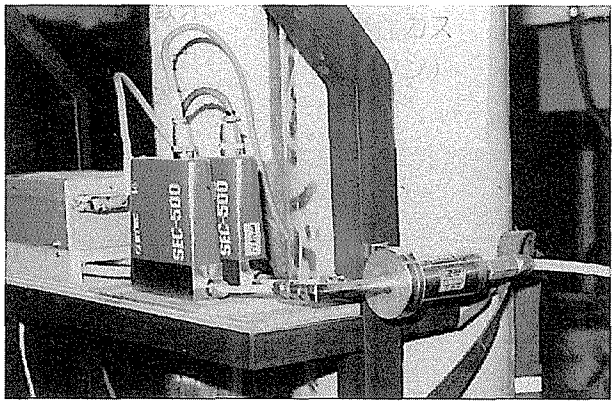
(1) ガスボンベ（メタン・二酸化炭素）
(2) マスフローコントローラ（メタン用・二酸化炭素用）
(3) ガスミキサ
(4) キャリア
(5) 制御・計測用コンピュータ

から構成される。

本装置では模擬バイオガスをメタンと二酸化炭素の混合により生成するため，それぞれのガスをボンベから供給する。それぞれのガスはマスフローコントローラにより任意の流量に調節し，供給する。マスフローコントローラはガス流量を電気的に計測，制御可能な流量計である。熱線式質量流量計とピエゾ素子を用いた調節バルブが内蔵され，計測したガス流量を０～５Vの電圧で出力し，あらかじめ０～５Vで設定された電圧と比較して，ガスバルブ開度のフィードバック制御を行う[28]。供試したのは共に株式会社エステック製，機種はメタン用がSEC-500，二酸化炭素用がSEC-500 MARK3である。両装置の諸元を表2.1に示す。流量を調節されたガスはガスミキサによって均等に混合される。ガスミキサからテフロンチューブにより機関の吸気管へ導



a) Appearance



b)　Massflow controler

図2.3　バイオガス合成装置
Fig. 2. 3　Biogas Supplying apparatus

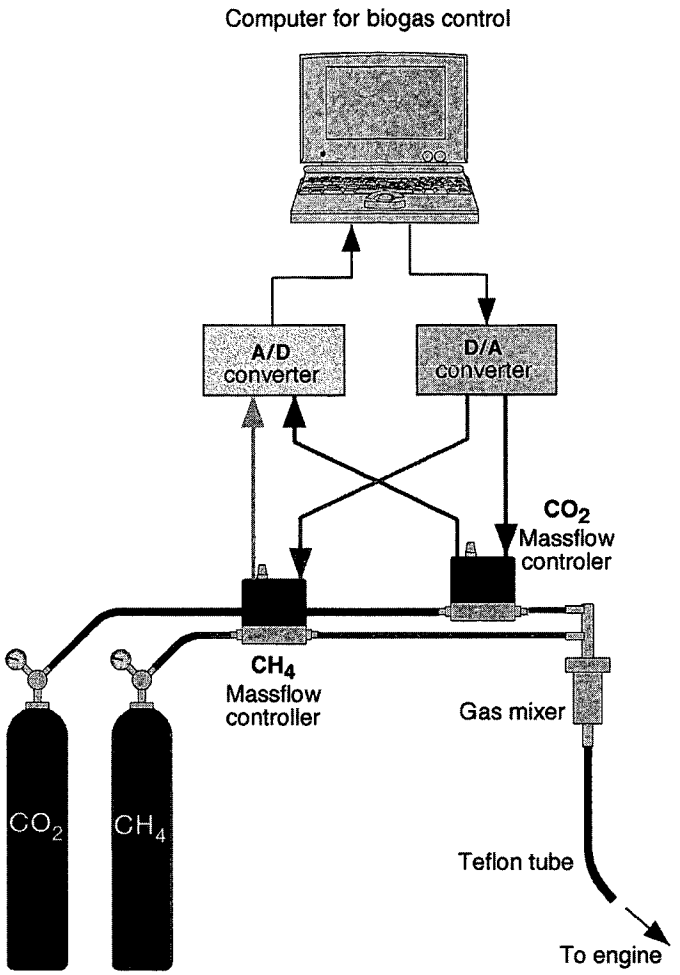


図2.4 バイオガス供給装置の構成
Fig. 2. 4 Construcion of biogas supplying apparatus

表2.1 マスフローコントローラの諸元
Table 2.1 Specifications of massflow controler

	メタン	二酸化炭素
型式	SEC510A	SEC500MARK3
標準流量レンジ（1atm, 25℃）	30 ℓ/min	20 ℓ/min
流量制御範囲	5～100%	←
（フルスケール比）		
応 答 性（カタログ）	5秒以内	←
（実 際）	15秒程度	↑
精 度（フルスケール）	±1%以内	±2%以内
直線性（フルスケール）	±0.5%以内	±1%以内
再現性（フルスケール）	±0.2%以内	←
使用圧力範囲	9.8×10^4～29.4×10^4Pa	4.9×10^4～29.4×10^4Pa
	(1.0～3.0kgf/cm^2)	(0.5～3.0kgf/cm^2)

き，吸入空気と混合して機関に吸入される。ボンベとマスフローコントローラ，ミキサは同一の可搬式キャリア上に設置し，使用の便を図った。

バイオガス流量・メタン濃度調節のため，マスフローコントローラに対し流量設定電圧の送信と，流量計測電圧の受信をする必要がある。そのためパーソナルコンピュータに接続したD/A変換ボード・A/D変換ボードを用いた。制御プログラムはその都度ガス流量とメタン濃度を入力して調節するマニュアル操作のものと，時刻ごとのガス流量とメタン濃度を記述したファイルを読み込んで一定時間ごとに自動的に調節する自動設定の2種類を作成した。

B. 供試機関の改造

a. 供試機関

1）機関燃焼方式について

バイオガスをレシプロ式内燃機関の燃料として用いる場合，圧縮着火機関（Compression Ignition Engine, CI機関）よりは火花点火機関（Spark Ignition Engine, SI機関）の方が適している。それは

1．ガス機関を流用しやすい
2．ガスは吸気との混合が容易
3．燃料の着火性が低いため高圧縮比でもノッキングしにくく，熱効率向上を図れる

などの理由による。SI機関のうち，ガソリン機関は軽量・高出力の要求される場合，ガス機関は都市ガス等が利用可能で排気ガス規制の厳しい地域などで利用される。

一方農業・産業用としてはCI機関の利用が圧倒的に多く，その理由は

1．熱効率が高く経済的
2．耐久性が高い
3．低質な燃料でも利用可能
4．過負荷運転が容易

などである[29]。またSI機関は1,000～2,000 kWが製作可能な上限であるが，CI機関は50,000 kWを越える出力のものも製作可能であり，工業用としての汎用性が高い。また現在内燃機関の最高効率はディーゼル機関によって達成されている[30]。このためバイオガスを農業・産業用エネルギ源として活用するにはCI機関による利用が重要と判断し，本研究ではディーゼル機関を供試している。また機関の用途は設置型の発電・動力用を想定している。エネルギ源は電力の形態に変換すると利用上最も利便性が高いため，発電機駆動を想定し定回転の運転を実施した。

本研究で使用する機関は横型水冷4サイクル汎用ディーゼル機関である。93年度にヤンマーディーゼル製NFAD-6型機関の供与を受け，設置と改造を行った。同機関の主要諸元を表2.2に，全形を図2.5に示す。また供試機関に装備されていた噴射ポンプは取り外し，ボッシュ型燃料噴射ポンプを取り付けた。このポンプは噴射進角装置（タイマ）が装着されており，ステッピングモータによりタイマを調節して噴射時期を任意に変更可能である。このポンプを機関のクランク軸からタイミングベルトにより駆動する。またポンプ駆動軸上にロータリエンコーダを接続し，機関回転数を計測する。

2）バイオガス供給方式について

ガス燃料をCI機関に利用する場合2つのガス供給法が存在する。

表2.2　供試機関主要諸元
Table 2.2　Specifications of tested engine

メーカー	ヤンマーディーゼル株式会社
型　式	横型水冷4サイクルディーゼル
機関名称	NFAD6E
燃焼室形式	直接噴射式
気筒数	1
シリンダ径×行程	74×72 mm
総行程容積	0.309 ℓ
出　力	
連続定格／回転数	4.0 kW／2600 rpm
最　大／回転数	4.4 kW／2600 rpm
圧縮比	18.4：1

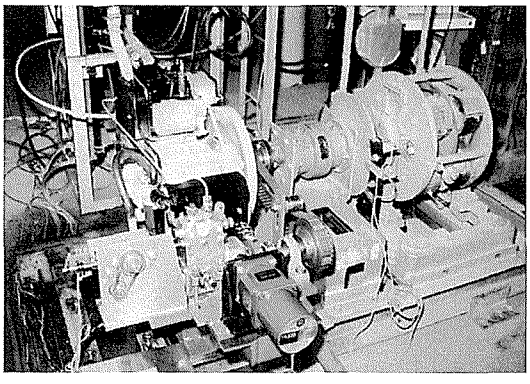


図2.5　供試機関全形
Fig. 2.5　Appearance of tested engine

「拡散燃焼方式[31]」は25～30 MPaの高圧でガス燃料を直接シリンダ内に噴射し，ほぼ同時期に噴射する少量のパイロット燃料により着火，燃焼させる方式である。通常のディーゼル機関の燃料噴射をほぼそのままガス噴射に置き換えた機構であり，以下の特徴を持つ。

1．全ての負荷域でディーゼル機関と同等の熱効率，出力率が得られる。
2．負荷変動に対する応答性に優れる。
3．2サイクル機関において，圧縮行程中に掃気室へのガス燃料の内部漏洩がなく，安全性に優れる。
4．ガス・液体燃料による広範囲の二燃料運転が可能であり，さらに液体燃料のみの単燃料運転も可能である。

この方式では高圧ガスの噴射制御ノズル，高圧ガス供給装置など特殊なハードウェアを必要とし，その製作は容易ではない。したがって発電用の天然ガス超大型機関などで最近実用試験が始まった段階である。

「予混合方式」はガスを吸入空気中に予混合しディーゼル機関に供給する方法である。ガス燃料は着火性が低く自己着火は困難なため，着火用ディーゼル燃料を噴射させる。この方式は吸気管へのガス混合装置の設置，燃料の噴射量・噴射時期の調整など簡単な改造で既存の機関を利用可能である[32]。そのため本研究ではこの予混合方式を採用した。

装置全体の概略を図2.6に示す。バイオガス供給

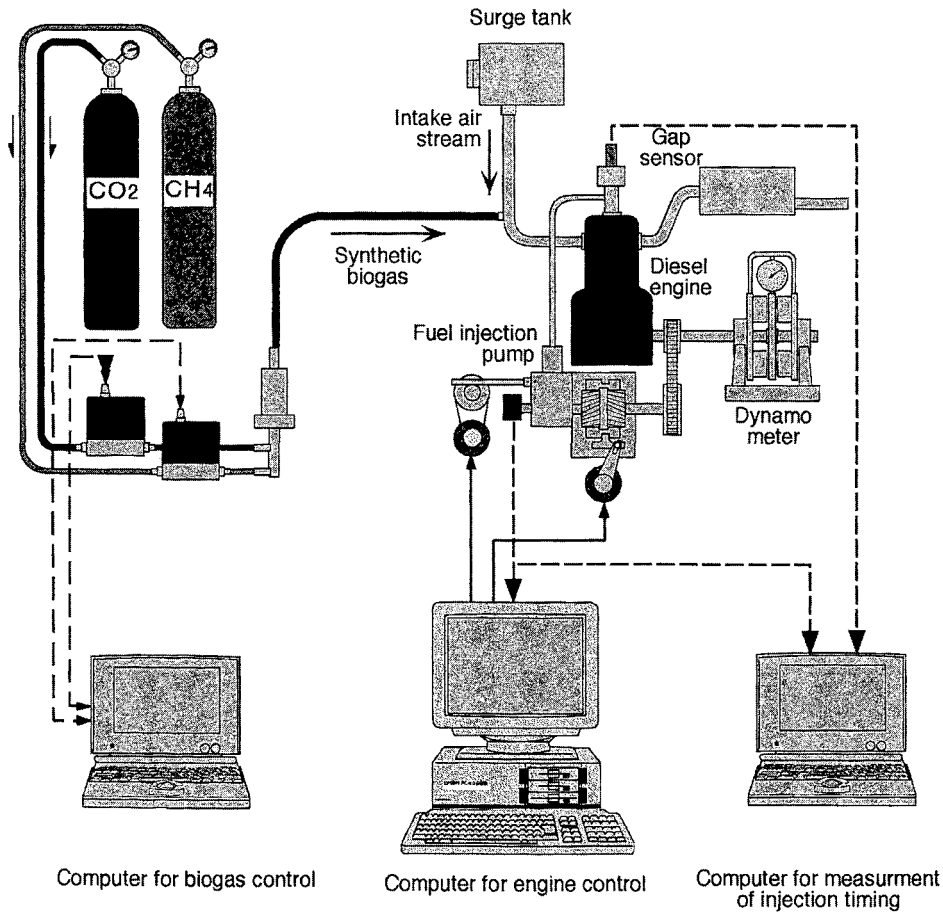


図2.6　実験装置概要
Fig. 2.6　construction of experimental apparatus

装置から機関の吸気管に供給されたバイオガスは，ここで吸入空気と混合されて機関燃焼室に入る。圧縮行程の終りに軽油が噴射され，高温により軽油が自己着火すると，その火炎によりバイオガス中のメタンにも引火し，燃焼する。この着火機構のため，本供試機関は常に軽油の噴射を必要とする。しかしバイオガスの発生量が不足した場合には軽油消費量を多くすることで運転の継続が可能であり，バイオガス発生量が不安定となっても対応可能という長所を持つ。

バイオガスの主成分はメタンであるが，天然ガスも成分の約90%がメタンである。したがって二酸化炭素の有無を除けば，バイオガスは天然ガスと性状・燃焼特性に類似点の多いことが推測できる。そこでバイオガスを内燃機関の燃料として用いる場合，天然ガス機関に関する知見が参考になる。福谷は，CNG（圧縮天然ガス）予混合式ディーゼル機関では機関への天然ガスの供給比率を高めると，正味平均有効圧の増大につれて燃料消費率，スモーク濃度が改善され，ディーゼル機関では運転不可能な過負荷領域まで運転可能となったと報告している[33]。

b. 機関の制御法

発生量・組成の変化するバイオガスをディーゼル機関で燃焼させる場合，機関の特性もガス条件に応じて調節可能なことが望ましい。そこで供試機関は燃料噴射量及び燃料噴射時期をコンピュータにより制御可能なシステムとした。制御系のシステムを図2.7に示す。図に示すように軽油噴射量を調節するコントロールラック，噴射時期を調節するタイマは

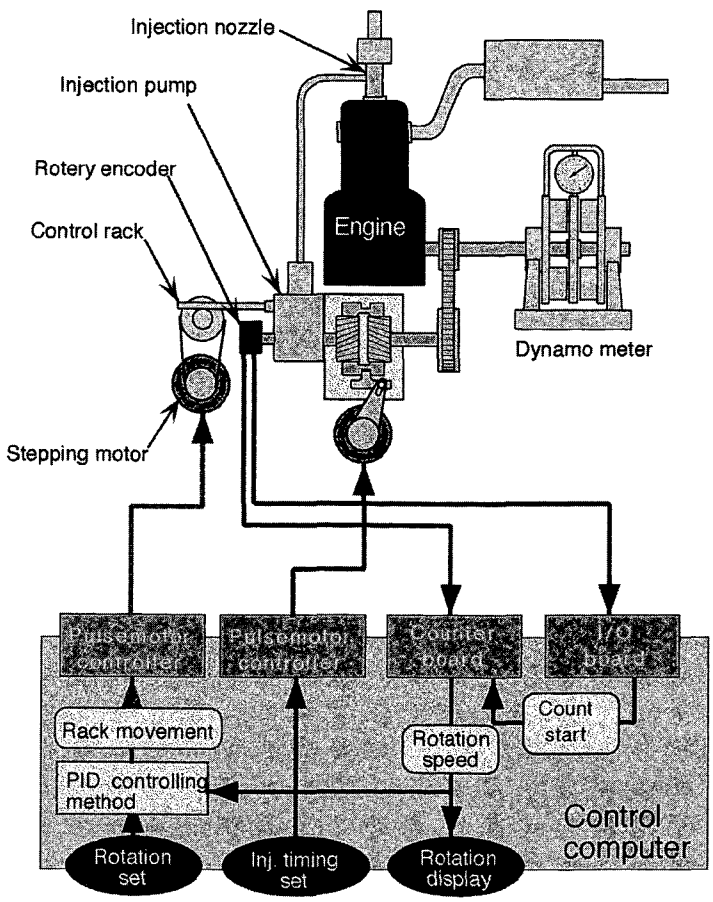


図2.7　エンジン制御系概念図
Fig. 2.7　Engine control system

それぞれステッピングモータに接続され，コンピュータから制御される。

1）軽油噴射量制御装置

農用・建機用機関には回転数を一定に保つため機械式のオールスピードガバナ（調速器）が装備されている。本供試機関にはコンピュータにより軽油噴射量を制御して機関回転数を調節する電子ガバナ機構を装着した。この機構は，

1．回転数計測部
2．操作量決定部
3．アクチュエータ部

からなる。図2.8に噴射ポンプの全形を示す。

回転数計測部は噴射ポンプ駆動軸に接続されたロータリエンコーダから，一定時間のパルス数をカウントすることで機関回転数を計測する。ロータリエンコーダ，I/Oボード，アップダウンカウンタボード，パーソナルコンピュータからなる。ロータリエンコーダはZ相信号（1パルス／回転）と，A相信号（500パルス／回転）を出力する。Z相信号がI/Oボードに入力されるとコンピュータに対して割込み信号を発生する。メモリ上の割込みベクタテーブルにはカウンタボードを動作させるルーチンのアドレスが登録されており，割込み信号によりこれが実行され，B相のパルス数をカウントし始める。150 ms後にカウンタボードは停止し，その間のパルス数から機関回転数を計算する。

設定された回転数と計測した機関回転数との差を求め，それを0とするようにアクチュエータ部に指令を出し，軽油の噴射量を制御する。アクチュエータ操作量の決定にはPID制御則を用いる。

決定された操作量はパルスモータコントロールボードにモータの回転方向，パルス数として入力される。コントロールボードはステッピングモータを指定された方向，パルス数だけ回転させ，ピニオンギアによってコントロールラックを動かし軽油噴射量を調節する。

2）噴射時期制御装置

燃料噴射時期はディーゼル機関の性能に大きな影響を与え，機関の回転数・負荷などにより最適噴射時期は変化する。特に燃料の状態が変化するバイオガスの場合，効率的な運転を狙うためには噴射時期の制御が必要と推測された。

そこで燃料噴射ポンプは供試機関に装備されていたものを取り外し，旧機関に改造装着されていたディーゼル機器（現ZEXEL）製ボッシュPEA型を外装した。これはクランクシャフトからタイミングベルトにより駆動され，駆動軸の途中に噴射進角装置（タイマ）を有し，燃料の噴射時期を10℃A前後の範囲で調節可能となっている。噴射時期制御系は噴射ポンプに組み込まれたタイマ，これを動かすステッピングモータ，モータを駆動制御するパルスモータコントロールボード（PMCボード）とコンピュータで構成される。調節は機関の始動前に手動入力で所要の噴射時期を設定する。PMCボードからモータドライバに制御パルスが送られ，ドライバがステッピングモータを駆動し，パルス数だけ噴射ポンプのタイマ操作軸を回転させる。この結果駆動軸に対するポンプカム軸の位相が変化し，噴射時期が調節される。この調節機構の概念を図2.9に示す。駆動軸・ポンプ軸には反対向きのヘリカルスプラインが切ってあり，操作軸から滑りリングを介してスリーブを軸方向に移動させると駆動軸・ポンプ軸間の位相が変化する[34]。

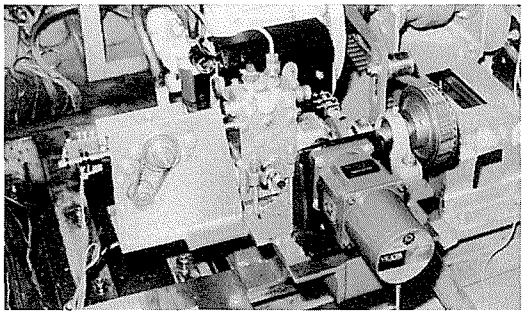


図2.8 噴射ポンプ全体図
Fig. 2.8 Fuel injection pump

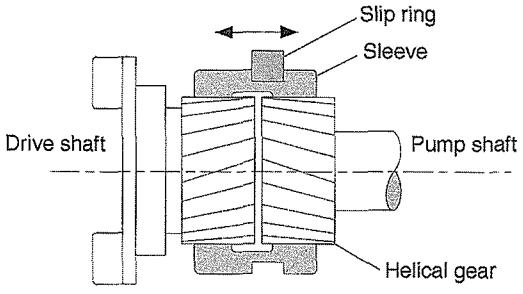


図2.9 タイマ機構図
Fig. 2.9 Mechanism of timer

c. 噴射時期の計測

1）計測の原理

燃料の噴射始めの最も直接的な指標として，噴射ノズルのニードルバルブの動作を検知する。ディーゼル機関では噴射ノズル先端にスプリングで閉鎖されたニードルバルブが取り付けられ，噴射圧が開弁圧を越えるとスプリングが圧力により押し上げられ燃料噴射が始まる。よってニードルバルブのリフトした瞬間を燃料噴射の開始と見なせる。

バルブのリフト量はギャップセンサにより計測する。これは高周波コイルの発する磁界内に電導体もしくは磁性体が近づいたときに，電導体内に発生する渦電流，または磁性体による導磁率変化により生じるコイルのインダクタンス及び電流の変化を検知するものである[35]。これにより物体間の距離を電圧変化として非接触かつ動的に計測可能となる。

バルブリフトの上死点に対する進角量算出のためには，クランク軸一定回転の回転角信号と，上死点信号の2信号が必要である（図2.10）。これには噴射ポンプカム軸上のロータリエンコーダを利用する。回転角信号として500パルス／回転のA相，上死点信号として1パルス／回転のZ相を利用する。ポンプカム軸の回転数は機関クランク軸の半分なので，A相の1パルスの間にクランク軸は360℃A／250＝1.44℃A回転する。圧縮終りの上死点でZ相が出力されるように調整すれば，リフト発生からZ相のパルス発生までのA相のパルス数をカウントすることで，噴射進角が計算可能である。

2）ギャップセンサの取付

ニードルバルブリフト検出用ギャップセンサを取り付けるため，噴射ノズルを改造した。改造要領を図2.11に示す。ニードルバルブ上端部を押すタペットをロッドの付いたものに変更し，このロッドを通す孔をノズル中心軸に開ける。ギャップセンサの発する磁界を妨げないよう，ノズルの末端にチャンバーを介してギャップセンサを取り付けセンサ周囲に空間を確保した。軽油の供給孔は本体側面に穴を開け，そこに燃料パイプ取付部を溶接した。軽油が噴射されるときニードルバルブが軽油の圧力で押し上げられロッドを押す。このロッドの動きをギャップセンサで検知することにより軽油の噴射動作を検知できる。

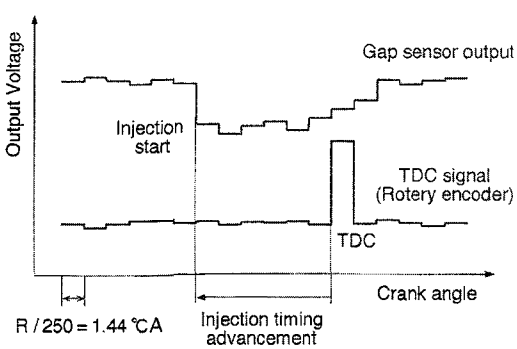


図2.10　噴射時期計測原理
Fig. 2.10　Measurement of injection timing

3）計測装置

計測装置はパーソナルコンピュータとI/Oボード，A/D変換ボード，ロータリエンコーダ，ギャップセンサとそのドライバからなる。

前述のように，ロータリーエンコーダのA相からクランク軸1回転につき250回のパルスが送られてくる。これを計測のトリガ信号としてI/Oボードに入力する。トリガ信号が入力されると割り込みによりA/D計測ルーチンが呼び出され，ギャップセンサとZ相の出力電圧をA/D変換して読み込み，20回転（10サイクル）分の時系列データとしてメモリ上に記録される。

計測プログラムはこのデータのうち上死点信号（Z相）の近辺64パルス分に対して演算を行う。バルブのリフトはギャップセンサ出力電圧の降下として観測されるので，この電圧が閾値以下に低下した時点と上死点信号が生じた時点間のパルス数が上死点と噴射時期のずれに相当する。これを7サイクル繰り返して行い，その平均値を噴射時期として計算する。

しかしながら本実験装置では噴射進角装置の先のポンプ駆動軸にロータリーエンコーダが接続されている。そのため進角装置が作動すると上死点に一致すべきZ相信号も動いてしまい，実際の上死点に対する噴射開始のクランク角度を判定できない。対策として，Z相信号の上死点に対するオフセット角を始動前にフライホイールのダイヤルから読み取り，入力されたオフセット角をZ相信号と噴射信号間の角度に加算して実際の噴射時期を算出するよう工夫した。噴射進角量は，計測角（リフト開始－Z信号間）＋オフセット角（Z信号－上死点間）によって与えられる。

4）動作パルスと噴射進角量の関係

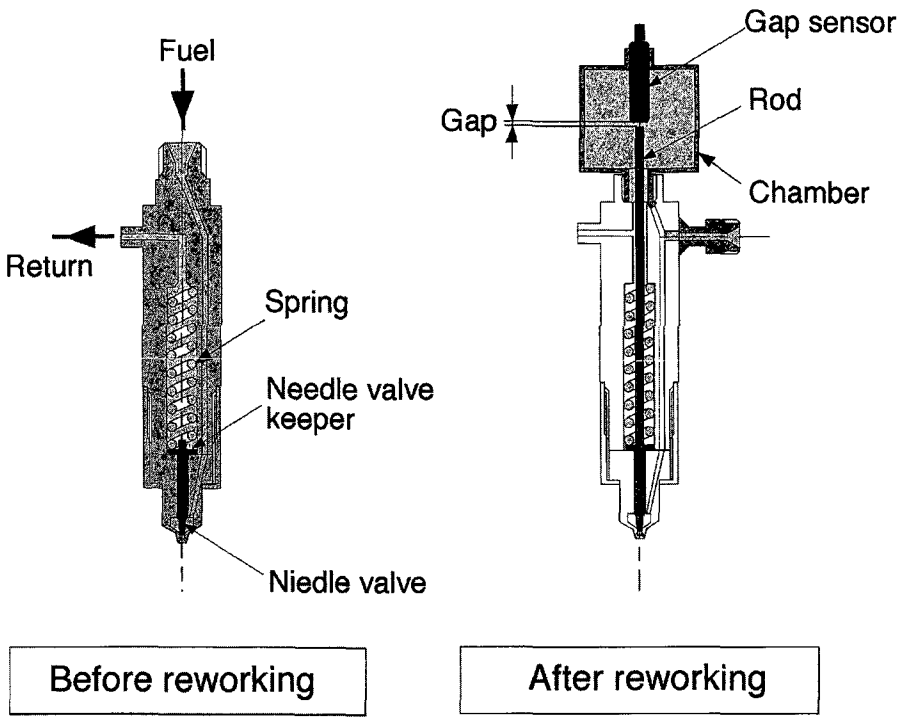


図2.11 ギャップセンサ取付要領
Fig. 2.11 Installation of gap sensor

まず機関を始動せずにクランク軸を手動で回転させ，ステッピングモータ操作パルス数に対する噴射進角の変化を測定した。その結果，噴射時期の操作にはタイマのバックラッシュを考慮する必要が判明した。図2.12に示したように，遅角側にセットされた状態から噴射時期を進めていくとき，最初の数百パルスは進角が生じない。これは進角側（横軸の右側）から遅角側リミット（パルス数＝0）まで動作させた際にバックラッシュが残り，これを無くすために数百パルスの回転が必要となるためと考えられる。一度進角が始まると，後は動作パルス数にほぼ比例してオフセット角が変化していく。バックラッシュは進角側から遅角側に動かした際に生じると考えられ，ポンプが駆動されると駆動力によりこのバックラッシュが無くなる。したがって機関停止状態で再現性を持って噴射時期を調節するには遅角側から進角側に向かって調節する必要性が認められる。

機関を駆動状態で噴射時期を計測した際のギャップセンサ出力を図2.13に示す。この例では決定され

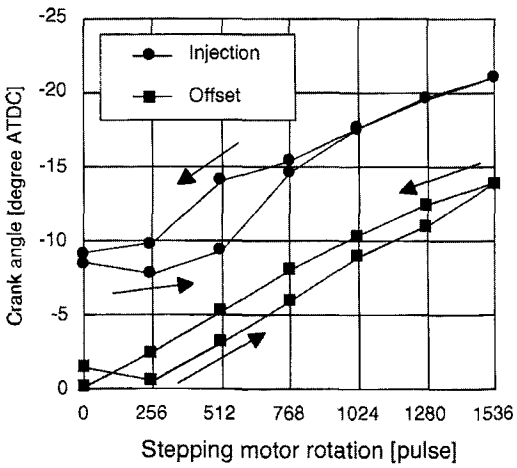


図2.12 ステッピングモータ動作角と軽油噴射時期の関係
Fig. 2.12 Relationship during rotation of stepping motor and injection timing

た噴射時期は各サイクルでほぼ一定であった。しかし負荷が低下して噴射量，すなわちリフト量が減少するとリフトに伴う電圧低下が閾値以下となって正

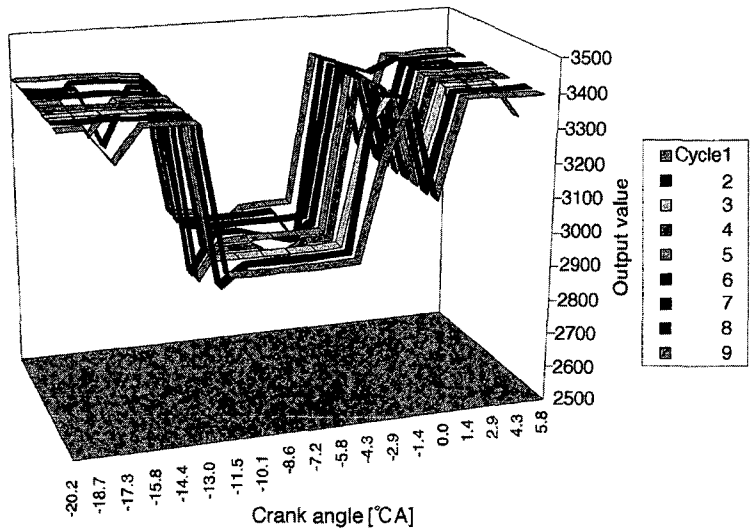


図2.13　ギャップセンサ出力例
Fig. 2.13　Output signal of gap sensor

常に計測できなくなる。また同条件で連続して計測しても計測値が2～3℃A変動する場合もあり，数回計測を繰り返す必要を認めた。

計測結果が不安定となる原因はギャップセンサの出力不足と推測できるが，検知対象であるロッドの直径はスプリングの内径に制限されるため，現状でもやむを得ないと判断した。

この改造ノズルを装着すると燃料噴射状態が悪化し，高濃度の黒煙を生じた。そのため噴射時期の性能値への影響を調べた後は取外し，以後はモータパルス数から噴射進角量を推定した。

C. 性能値の計測法

a. 動力の計測法

本研究では動力計として渦電流式動力計を使用している。これは以下のような作動原理を持つ。機関の回転により動力計の回転円盤は励磁コイルが形成する閉回路磁束内を回転する。その際に円盤中に生ずる渦電流によって回転円盤と励磁コイルの間に制動力が生ずる。この際に励磁コイルに生ずる反動トルクを荷重計により計測し，その値から軸トルクを計測する。

b. 吸入空気量の計測法

吸入空気量測定装置として，絞り式流量計を使用している。これは閉管路内に流れを絞る穴あき円板などを挿入すると，その前後に差圧が生じるが容積流量はその差圧の平方根に比例するというベルヌーイの定理を応用したものである。差圧の測定から流量を求める原理式を次に示す[36]。

$$Q_v=\frac{\pi}{4}d^2\,\alpha\,\varepsilon\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \qquad (2.1)$$

ここで　d　：絞り口径
　　α　：流量係数
　　ε　：気体の膨張補正係数
　　Δp　：絞り前後に生じる差圧
　　ρ　：絞りの上流側における流体の密度

なお，機関性能値の一つである空気過剰率を求めるには質量流量が必要であるため，上式に気体の密度を掛け，以下の式で計算する[35]。

$$Q_v=\frac{\pi}{4}d^2\,\alpha\,\varepsilon\sqrt{2g\gamma_a\Delta p} \qquad (2.2)$$

ここで　γ_a　：湿り空気の比重量

実験装置では供試機関の吸気管をサージタンクに接続し，このタンクの吸気口にオリフィスを取付け，その前後に生じる圧力差を傾斜マノメータで測定して求める。またサージタンクには吸入空気の脈動を緩和させるためゴム膜が取付けられている。これは上式が定常流で粘性のない流体に適用することを仮定しているからである。

c. NOx 濃度の計測法

NOx の計測には㈱堀場製作所製の自動車排気ガ

ス測定装置 MEXA-1120 CLT-L を用いた。測定は同装置に組み込まれた同製作所製窒素酸化物分析計 CLA-53によって行われる。本装置は NO または NOx の濃度を化学発光法を用いて測定する。一酸化窒素（NO）にオゾン（O_3）を反応させると二酸化窒素（NO_2）が生成する。この NO_2の一部は励起状態にあり直ちに基底状態になるが，この時光を発する。この化学発光の光量は NO 濃度に比例することを利用して NOx 濃度を測定している。また試料中の二酸化窒素（NO_2）は内蔵コンバータにより NO に変換し，NOx として測定する[37]。

d. 煙濃度の計測法

煙濃度の計測には濾紙吸着式スモークメータを使用する。これはポンプにより一定量の排気を濾紙を通して吸引し，排気中の炭素粒子などを濾紙に吸着させる。この濾紙に対する反射光を光電式の比色計により測定し[38]，反射光の減少率を煙濃度とする。使用したスモークメータは㈱ヂーゼル機器（現ゼクセル）製 DSM-10B である。本機の仕様を表2.3に記す。

D. その他の改造

a. 燃料噴射パイプの交換

供試機関は試運転の結果80％以上と非常に高い煙濃度を示した。これは燃料の噴射状態が悪いためと判断し，ポンプからノズルまでの圧送距離が長いことが圧力損失を招くと推測されたため，パイプを肉厚の厚いものに交換した。

b. 電気系の改良

従来の実験装置は電気系の配線が露出しており頻繁に断線を生じたため，配線を全て刷新した。回路部は全てボックスの中に納め，また電源部も内蔵して装置準備の簡素化を図った。また配線もシールド式のケーブルに納め断線を防ぐと共にノイズの混入を防いだ。改造の結果，電気系のトラブルは完全に防止され信頼性が向上した。

表2.3　煙濃度計諸元
Table. 2.3　Specifications of smoke meter

測定対象ガス	ディーゼル黒煙
測定範囲	汚染度 0 ～100％（JIS D8004による汚染度）
測定精度	最大目盛りの２％以内
吸引時間	1.4±0.2秒
吸引量	330±15 cm^3
消費電力	18VA
圧縮空気圧	14.7×10^5 Pa（15kgf/cm^3）以下 内部は2.94×10^5Pa（３kgf/cm^3）に減圧

E. まとめ

a. バイオガス供給装置の製作

1．本研究では実際のバイオガスの代替として，ボンベからメタンと二酸化炭素を供給し，これを混合して模擬バイオガスを発生させ機関に供給した。バイオガスの主成分はメタンと二酸化炭素であり，この合成ガスにより実際のバイオガスの燃焼特性を再現可能である。

2．本供給装置を用いることにより，バイオガスの供給量・メタン濃度を任意に設定可能である。

b. 供試機関の改造

1．供試機関はディーゼル機関であり，これをバイオガスと軽油の二燃料で運転する。バイオガスの供給法は予混合方式とし，吸入空気と混合して機関へ供給し，噴射された軽油の着火によりメタンに引火して燃焼する。

2．供試機関の軽油噴射量，軽油噴射時期はコンピュータ制御により調節可能である。機関回転数をロータリー・エンコーダにより計測し，噴射ポンプのラックをステッピング・モータにより操作して噴射量を調節，機関回転数を一定に保つ。

III. バイオガス・軽油二燃料運転の基本特性

A. バイオガス供給運転

実験装置の試運転を兼ねてバイオガスを供給しての実験データを取得した。

実験条件は以下の通りである。

- 機関回転数　2,000 rpm
- トルク　12.9 Nm［1.3 kgf·m］最大負荷の80％
- 出　力　2.7 kW［3.7PS］
- 平均有効圧　0.52 MPa［5.3 kgf/cm^2］
- バイオガス流量　5.0～15.0［L/min］
- メタン濃度　50～70％

計測・算出項目は以下の通りである。

- 熱消費率（BSHC）［MJ/kWh］
  軽油・バイオガスを合計した燃料消費率を，熱量基準で表したもの。
- 排気 NOx 濃度［ppm］
- 排気煙濃度［％］
- 軽油代替率［％］

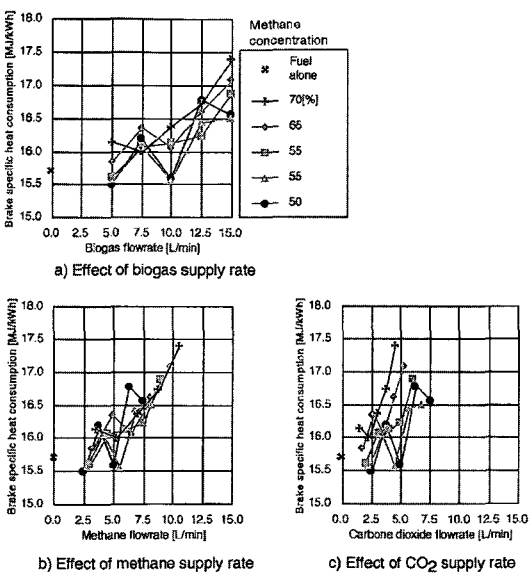
軽油・バイオガスを合計した機関の消費熱量の内，バイオガスによって供給された割合。

なお，この時点では噴射時期の計測装置は完成しておらず，噴射時期の計測及び調節はしていない。

a. 熱消費率（BSHC）

ガス流量・メタン流量・CO_2流量の熱消費率へ及ぼす影響を図3.1a)・b)・c)に示す。また各数値間の相関係数を表3.1に示す。

表を見るとメタンとBSHCに0.86と強い正の相関があり，図からもメタン供給率にほぼ比例してBSHCの増加が認められ，メタン供給率がBSHC増加の要因であると考えられる。CO_2とBSHCの相関係数0.54はメタンとCO_2の相関係数0.68に近い値である。つまりCO_2とBSHCの正の相関は，CO_2がBSHCを増加させるのではなく，CO_2と同時に増加するメタンによりBSHCの増加が生じたことを意味すると考えられる。したがって，BSHC増加はメタン供給率に支配されると推測できる。



a) Effect of biogas supply rate

b) Effect of methane supply rate

c) Effect of CO_2 supply rate

図3.1　ガス成分が熱消費率に与える影響

Fig. 3.1　Effect of biogas ingredient on brake specific heat consumption

表3.1　ガス流量と熱消費率の相関係数

Table. 3.1　Correlation coeffcient of gas supply rate and BSHC

	バイオガス流量	メタン流量	二酸化炭素流量
メタン流量	0.9428	0.6768	−
二酸化炭素流量	0.8835	0.8585	−
熱消費率	0.7914		0.5412

摘　要		相関係数
バイオガス流量	vs 熱消費率	0.7914
メタン流量	vs 熱消費率	0.8585
二酸化炭素流量	vs 熱消費率	0.5412

メタンは着火し難く，また燃焼速度が遅いという特徴を持っている[15]。メタン供給率の増加がBSHCを増加させるのは，メタンが未燃焼で排出されるか，もしくは上死点後かなり時間が経ってから燃焼し有効な出力に変換されていないと推測される。後者の理由だった場合，遅れて燃焼したメタンは有効仕事にならないため排気ガス温度を上昇させるはずであるが，後述する実験ではバイオガス供給率を増やしても排気温度は増加しない。つまりメタン供給率の増加により未燃焼のまま排出されるメタンの増大が熱消費率上昇の原因と考えられる。

したがってバイオガスで運転する場合，メタンの燃焼しやすい条件で運転する必要がある。最も簡単なのは，高負荷で運転し有効圧と燃焼温度を上昇させることである。また噴射時期の進角も一定の効果を持つ[15]。その他では圧縮比の増加，過給，渦流室式燃焼室の採用などが考えられるが，いずれも大規模な機関の改造が必要であり，本供試機関に関しては運用法の最適化により高負荷時にバイオガスを燃焼させることが合理的と考えられる。

熱消費率はメタン濃度ではなくメタンの絶対量に影響を受けるため，低メタン濃度のガスを供給してもBSHCは増加せず，バイオガス中のメタン濃度が低くても支障は少ない。これは二燃料運転の特徴であり，バイオガス単味で運転されるガス機関ではメタン濃度が低いと出力の低下や運転困難を生じる。バイオガスの条件が変化しても安定した運転を行える点は二燃料運転の利点である。ただしメタン濃度が低下するとバイオガスの発熱量が低くなるので，当然軽油代替率は低下することになる。

b. 軽油代替率

ガス条件による軽油代替率の変化を図3.2に示す。旧供試機関ヤンマーディーゼル社製NS50においてはメタンガス供給率15 L/minでは運転が困難であった。これは旧機関が運用寿命に達し性能低下をきたしていたことが主因と判断されるが，本機関では全くストールの兆候はなかった。また旧機関で認めら

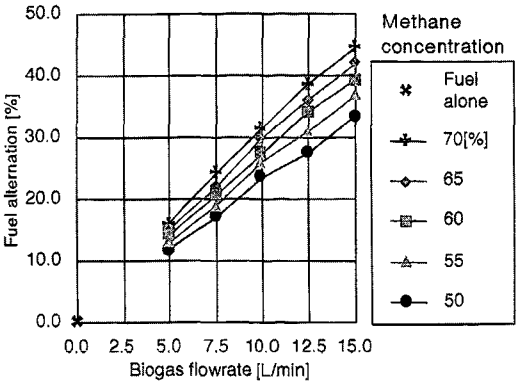


図3.2 軽油代替率の変化
Fig. 3.2 Change of diesel fuel alternation ratio

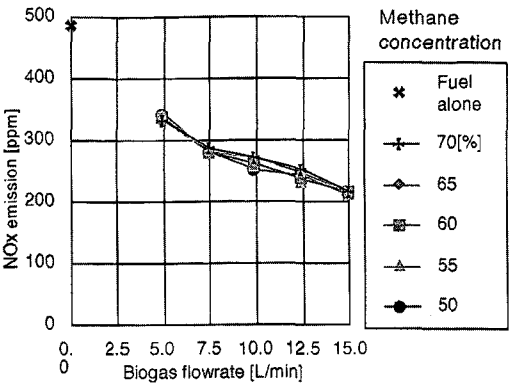


図3.3 NOx 濃度の変化
Fig. 3.3 Change of NOx emission

れた，バイオガス供給率を増やしても熱効率が低下するために軽油消費量が余り減少せず，代替率が向上しないという現象も発生しなかった。したがってより高いバイオガス供給率でも運転可能と判断した。

c. NOx 濃度

NOx 濃度へのバイオガスの影響を図3.3に示す。バイオガス流量増加に対して，ほぼ線形に NOx 濃度が減少しており，15 L/min においては軽油単味運転時の半分以下にまで減少している。メタン濃度による差異はほとんどなく，バイオガス供給率によって NOx 低減量が決定されている。

内田ら[39]は，直噴式ディーゼル機関においてEGR（排気ガス再循環）による吸気中の酸素濃度の減少が，主に初期燃焼期間に着火遅れの増加と緩慢な初期燃焼をもたらすと報告している。今回の実験でも，バイオガスの供給率が増加するとその分吸入空気量が減少し，混合気中の酸素濃度の低下を生じる。その結果緩慢な初期燃焼により圧力上昇率が低下し，燃焼温度・圧力が低くなって NOx の発生が抑制されたと考えられる。

バイオガスの持つ NOx 低減効果は，ディーゼル機関へのバイオガス適用の有用性を高めると判断できる。しかしこの NOx 低減メカニズムは同時に燃焼時の等容度を低くし，機関の熱効率や出力を低下させることも意味している。この対策として，燃料の高圧噴射や圧縮比の増加，過給などにより，初期燃焼の促進と着火遅れの減少を促すことが必要と考えられる。

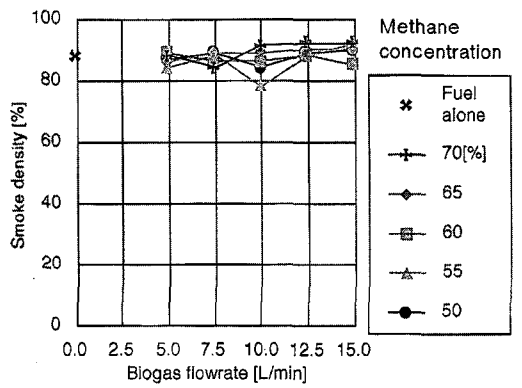


図3.4 煙濃度の変化
Fig. 3.4 Change of smoke density

d. 煙濃度

煙濃度を図3.4に示す。全ての条件で煙濃度は80～90%前後の非常に高い値を示している。一般的に気体燃料の供給は煙濃度を減少させ，事実平成4年度（1992年度）の本研究ではメタンの供給により20～100%の煙濃度の減少を見た[40]。しかし今回の結果では軽油単味運転時と比しガス供給による改善の兆候は見られない。

この結果からは供試機関の燃焼状態が本質的に悪いと推察できる。気体燃料の供給による予混合燃焼割合の増加によっても煙濃度が改善されないほど，噴射燃料の霧化状態が悪化している。燃料噴射ポンプを交換した際，ポンプの配置上噴射ノズルまで長い燃料パイプで接続したため，このパイプが噴射圧により膨張し噴射圧がノズルへ正しく伝わらず，噴射状態が悪化したことが主因と考えられる。

B. 機関の基本性能

Ⅱ.B.c.で述べた噴射時期計測用の改造を実施後，機関の基本的な性能を把握し，バイオガス供給時の性能と比較するため，軽油単味運転での機関性能試験を行った。実験条件は以下の通りである。

機関回転数　2,000 rpm
負　　荷　20～110％（最大出力時のトルクを100％とした）
噴射時期　BTDC9，12，16，17℃A

a. 燃料消費率

燃料消費率の測定結果を図3.5に示した。本項では機関改造に伴う性能特性の変化に対して検討した。

1）最適噴射時期

噴射時期別ではBTDC 16℃Aが平均して最も低い燃料消費率を得られ，これが本機関に最も適した噴射時期であると判定できる。本機関の工場出荷時の噴射時期はBTDC 12.5℃Aであり，今回の結果はこれより進角している。燃料噴射系を変更しているため，最適噴射時期が変化していると推察できる。

噴射系改造の結果，燃料パイプの管長が1m以上に及び，体積増加により燃料の圧縮体積が増加していると考えられる。改造初期にはこれと燃料パイプの弾性膨脹に起因する燃料の不噴射が生じパイプを内径の小さいものに交換する必要が生じた。噴射ポンププランジャが圧送開始してからの燃料圧の上昇に時間を要し，またノズルパイプ内の脈動圧なども発生しやすくなった結果，改造前の状態とは噴射特性が変化している。

2）改造による燃料消費率への影響

最小燃料消費率は12.0 MJ/kW・h＝208 g/PS・h，熱効率にして30.0％であった。直接噴射式機関の最小燃費率は160 g/PSh以下がほとんどである[41]ことから判断して若干高い。煙濃度の増加と併せ，燃料噴射状態の悪化が原因と考えられる。燃料パイプ内の圧力波は噴射終了後も脈動として残るが，デリバリバルブの吸い戻し量が少ない場合などにはパイプ内の脈動圧が急激に減衰せず，主噴射直後の脈動圧によって再び自動弁が開いて二次噴射を生じる[42]。この結果，燃料消費率の増加を生じる。また2.2.3で述べたようにニードルバルブ押さえのロッドを延長しているため，バルブ質量が大きくなってバルブにおどりが生じ，これが二次噴射を引き起こしている可能性もある。

b. NOx濃度

NOx濃度の測定結果を図3.6に示す。NOx濃度は噴射時期を進角させるほど増加するという一般的傾向を示した。本来の噴射時期であるBTDC12.5℃Aにおいては最低260 ppmから最高620 ppmを示した。また今回の最適噴射時期であったBTDC 16℃Aにおいてもこれとほぼ同じ排出量であった。BTDC 17℃Aまで進角させると低負荷で100 ppm，高負荷で200 ppmほど増加することから，NOx排出量の面からもBTDC 16℃A以前が適切な噴射時期であると判断した。

c. 煙濃度

煙濃度の測定結果を図3.7に示す。煙濃度は最も低負荷である20％負荷の状態で既に50％もの汚染度を示し，燃焼状態が悪いことを示唆している。煙濃度増加の原因はⅢ.B.a.で述べた燃料噴射特性の悪化が原因である。運転中ギャップセンサ出力をオシロスコープで確認したところ，バルブリフトが2回に

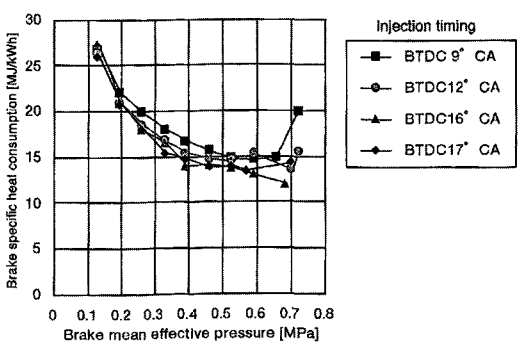


図3.5　熱消費率の変化
Fig. 3.5　Change of brake specific heat consumption

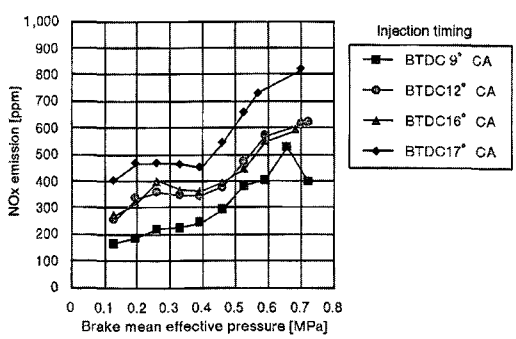


図3.6　NOx濃度の変化
Fig. 3.6　Change of NOx emission

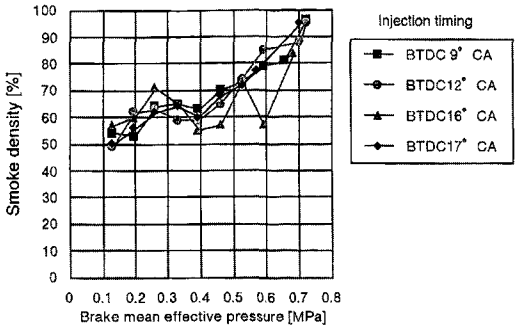


図3.7 煙濃度の変化
Fig. 3.7 Change of smoke density

分かれ二次噴射が行われているように認められた。その他燃料パイプによる圧力脈動や，ニードルバルブが質量増加により迅速に閉鎖されず，燃料の後だれが生じている可能性も存在する。

煙濃度50％は通常ディーゼル機関のスモークリミットであり，したがって本機の燃焼状態は劣悪であると判断され，燃焼系に何らかの対策を施す必要を認めた。

d. 供試機関の問題点と対策

煙濃度及び燃料消費率から，改造により燃料の噴射特性は悪化していることが推察された。原因としては管長が長く肉厚の薄い燃料パイプ，噴射ノズルのバルブの質量増加などが推測できる。根本的には噴射ポンプ配置の変更による燃料パイプの短縮が望ましい。しかしこの変更は容易ではないため，今後噴射ノズルを無改造のものに戻し，燃料パイプをより強度のあるものに変更して影響を判定する。

C. バイオガス運転時の機関性能

a. 実験方法

1）機関負荷をパラメータとした実験

軽油噴射時期は機関本来の設定値BTDC 12.5 ℃Aとし，ガス流量，メタン濃度とも一定にして機関負荷を低負荷から過負荷まで変化させて性能値を計測した。負荷の設定条件はⅢ.B.の単味性能試験とほぼ同じであるため，単味・二燃料運転の結果を比較する。設定した実験パラメータを表3.2に示す。

2）ガス流量を基本パラメータとした実験

ガスの流量を基本パラメータとして計測，副パラメータとして変化させたのは機関負荷のみである。機関を設定負荷で軽油単味運転をさせ，ガス流量を増加させながらその都度性能値の計測を行った。

表3.2 実験パラメーター一覧
Table 3.2 Parameters of experiment

機関負荷	
軽油噴射時期	12.5℃A
ガス流量	15l/min
負荷	20～110％（最大負荷比）
メタン濃度	60％（容積割合）
バイオガス流量	
軽油噴射時期	12.5℃A
ガス流量	0～30l/min
負荷	50，75，100％
メタン濃度	60％
バイオガス組成	
軽油噴射時期	12.5℃A
ガス流量	10，15，20l/min
負荷	80％
メタン濃度	40，60，80，100％
軽油噴射時期	
軽油噴射時期	10，14，15.5，17.5，21℃A
ガス流量	0，10，20l/min
負荷	50，75，94％（最大負荷比）
メタン濃度	60％

3）バイオガス組成を基本パラメータとした実験

ガス流量とそのメタン濃度とを変更することで，メタン・二酸化炭素各々が機関性能に及ぼす影響を計測した。一定のガス流量にし，メタン濃度を順次増加させて計測し，さらにガス流量を増やして同様に繰り返した。

4）噴射時期を基本パラメータとした実験

軽油噴射時期を主要パラメータとして性能値を計測した。運転開始前にステッピングモータを動作させ，噴射時期を調節した。この調節は現状では機関を停止させて行う必要がある。一度噴射時期を設定してからはガス流量・負荷・メタン濃度の各副パラメータを変更して測定する方法を採った。したがって測定データの噴射時期変化に対する連続性が若干犠牲となるがやむを得なかった。

全ての実験において機関回転数は2,000 rpmに設定した。なお，バイオガスの燃焼には機関燃焼室型式の影響が大きいと考えられ，本実験の結果は直接噴射式機関によるものであることに注意する必要がある。

b. バイオガス運転時の負荷試験

図3.8に負荷と熱消費率の関係を示す。ほぼ同じ実験条件のⅢ.B.a.の性能試験結果（噴射時期BTDC

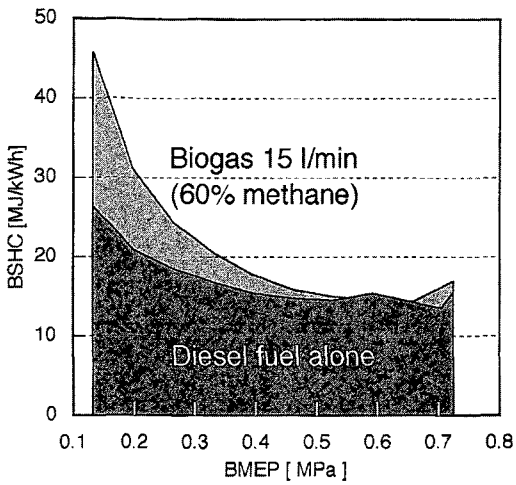


図3.8　負荷と熱諸費率の関係
Fig. 3.8　Relaton between load and BSHC

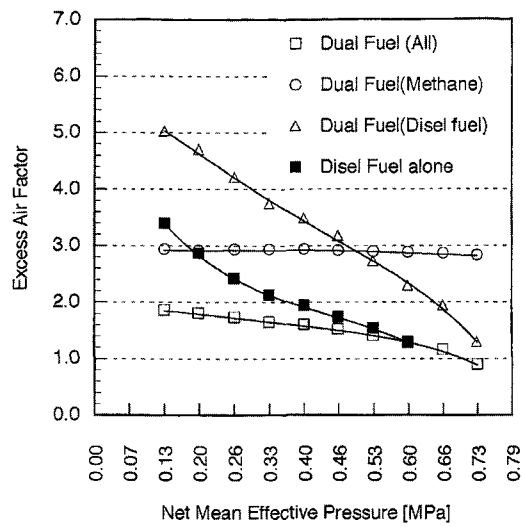


図3.9　負荷と空気過剰率の関係
Fig. 3.9　Relaton between load and excess air factor

12℃A）と併せて示した。

80～100%負荷に相当する0.53～0.66 MPaにおいて，軽油単味運転と同等のBSHCを示すものの，より低負荷及び過負荷の条件においてBSHCが増加している。低負荷域では燃焼温度・圧力が共に低く，メタンの燃焼が十分に行われていないと推察できる[15]。今回の実験条件ではメタンによる吸入混合気の空気過剰率は約2.8である。低負荷域では軽油噴射量が少ないため燃焼室容積中の軽油燃焼領域が少なく，それ以外の領域では温度・圧力の不足と相まってメタンの燃焼が行われにくいものと推察される。空気中のメタンの可燃範囲は容積割合で5～15%，空気過剰率で約0.6～2.0に相当し，メタン濃度60%の本実験ではバイオガス割合約9～20%になる[43]。本実験の15 L/minのバイオガス供給量は体積割合で約5%に相当し，可燃範囲を下回っている。燃焼室中の温度・圧力が高いことを考慮する必要はあるが，低負荷域では軽油燃焼領域以外でメタンが十分に燃焼しなかった可能性がある。

図3.9は同条件での空気過剰率を示す。単味運転では負荷の低下につれ噴射量が減少し，空気過剰率も高くなっている。しかし二燃料運転では負荷によらず一定量のバイオガスが供給されており，軽油単味に対する空気過剰率（λ）を5まで上昇させても，メタンと合わせた全体のλは1.8程度とかなり低くなる。これは燃料としてメタンが過剰に供給されていることを意味し，このメタンが前述の理由により

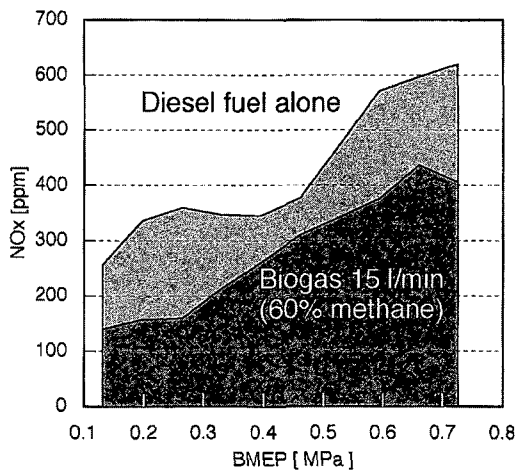


図3.10　負荷とNOx濃度の関係
Fig. 3.10　Relaton between load and NOx emeission

未燃焼となり効率を低下させると考えられる。機関負荷に応じた適切なλで運転するためには，負荷の低い場合にバイオガスの供給を停止させ，一定以上の負荷の際に，可燃範囲にはいるだけのバイオガス量を供給することが望ましいと考えられる。

図3.10に負荷とNOx濃度の関係を示す。単味・二燃料運転のどちらも負荷の上昇に伴って燃焼温度・圧力が上昇し，NOxの発生量が増加していると判断できる。バイオガスの供給によりNOx濃度

は100～200 ppm下方にシフトしており，0.6～0.7 MPaの高負荷域の低下率（30～40%）より，0.2～0.3 MPaの低負荷域の低下率（50～60%）の方が大きい。

供試機関のボッシュ型燃料噴射ポンプは噴射量の少ない低負荷域では噴射終りを早くすることから，軽油は拡散燃焼より予混合燃焼が主体となっていると推察される。したがってバイオガスは軽油の予混合燃焼領域の温度上昇を防ぐと考えられる。

c. バイオガス供給量の影響

図3.11は60%メタン濃度のバイオガス供給量とBSHCとの関係を示す。負荷が低いとバイオガス供給時のBSHCが増加するという前節と同様の傾向を示す。100%負荷である0.66 MPaでは，バイオガス流量が低い場合よりも15～25 L/minの方がBSHCが減少していることが特徴である。これは前節で述べたように，バイオガス濃度が可燃範囲に入り未燃焼分が減少したためと推察される。75%負荷（0.50 MPa）以下ではバイオガスの増加と共にBSHCも増大しており，これはメタンの燃焼に十分な温度と圧力が得られないため，流量に比例して未燃焼分が増加したためと考えられる[15]。このことから，バイオガスを燃焼させるためにはその供給量を可燃範囲に保つこと，十分な負荷を与えることの2点が必要と判断できる。図中でUnstable Areaと表示された領域では運転が安定せず，回転数の上下動を生じた。

図3.12は軽油代替率の変化を示している。前述の不安定運転領域を除くと，100%負荷ではガス供給量25 L/minで69%の代替率で安定した運転が可能であった。

図3.13にNOx濃度の変化を示す。一般的傾向としてバイオガスの増加に伴いNOx濃度は減少する。しかし100%負荷のみは15～20 L/minのバイオガス流量においてNOxの減少が少ない。NOx減少幅の少ない条件は，BSHCの減少している条件と同一で

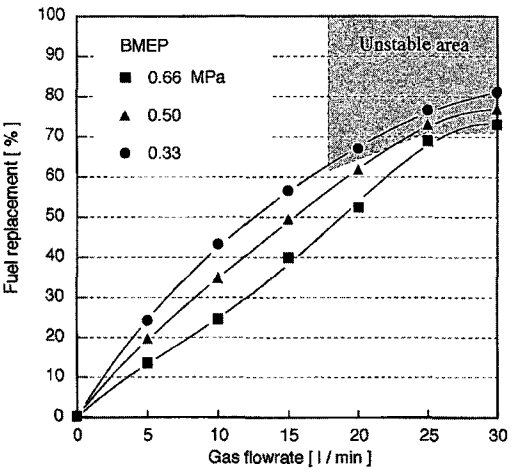


図3.12　ガス流量が軽油代替率に及ぼす影響
Fig. 3.12　Effect of gas supply rate on fuel alternation

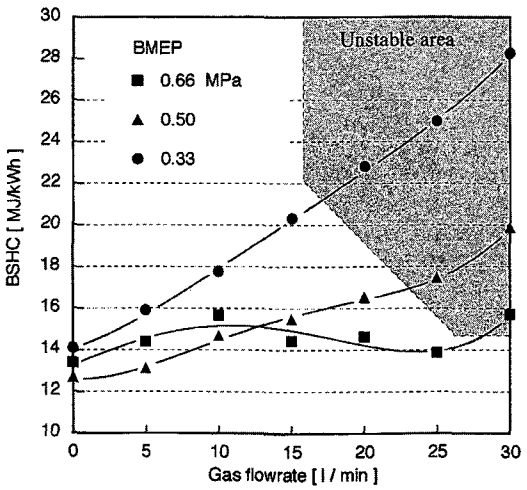


図3.11　ガス流量の熱消費率へ及ぼす影響
Fig. 3.11　Effect of gas supply rate on BSHC

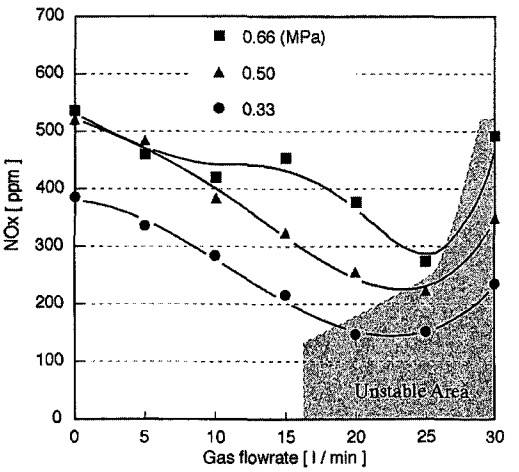


図3.13　ガス流量のNOx濃度へ及ぼす影響
Fig. 3.13　Effect of gas supply rate on NOx emission

ある。この条件では高い負荷と可燃範囲にあるバイオガス混合比によってバイオガスの燃焼が良好となり，燃焼温度の低下幅が小さいと考えられる。

バイオガスがNOx濃度を減少させる第1の理由は，Ⅲ.A.c.で述べたようにガスが吸気を置換する分吸入空気量が減り，それに比例して混合器中の酸素濃度が減少することが主因と推測される。ディーゼル機関の燃焼は，噴射された燃料が着火前に蒸発・気化して周辺空気と混合気を形成し自己着火後急速に燃焼する予混合燃焼と，その後ノズルから噴射され続ける燃料が継続的に燃焼する拡散燃焼に大別される。吸気中の酸素濃度の低下は特に予混合燃焼の燃焼速度を低下させる。この結果，上死点近辺での熱発生率が低くなるため燃焼ガスの温度上昇率も低くなり，圧力上昇率も低くなって燃焼の最大温度・圧力が共に低くなる。NOxは温度と圧力が高いほど生成しやすいため，発生量が減少したと推測できる。

第2の理由として，メタンの供給により代替された軽油の噴射量が減少し，局部的λが1前後となる高温な軽油燃焼領域が少なくなり，NOxの生成量が減少すると考えられる。メタン主体の予混合燃焼領域はλが大きいため，NOxの生成量は少ないと推測される。

図3.14は煙濃度を示す。排煙量が絶対的に多いため厳密には議論しがたいが，ある程度定性的な考察は可能である。75％負荷（0.50 MPa）以下ではバイオガス流量の増加に伴い煙濃度も増加している。これは噴射された軽油が不完全燃焼を生じたためと判断できるが，バイオガスが軽油の燃焼を妨げたのか，噴射量が少なくなることで軽油の噴射・霧化状態が悪化したかの判断は付けがたい。100％負荷ではそれ以下の負荷より煙濃度が増加しているのは当然の結果だが，バイオガス混合比がⅢ.C.b.で述べた可燃範囲（9～20％）に近づいた25 L/min(約8％)前後では若干低下している。75％以下の負荷とは違い，バイオガスによる軽油噴射量の減少が煙濃度の減少につながっているものと判定できる。

d. バイオガス組成の影響

図3.15はX軸にメタン流量，Y軸に二酸化炭素流量を取り，BSHCの変化を示したものである。BSHCは主としてメタン流量に影響を受け，流量が多いほどBSHCも高くなる。反面二酸化炭素流量は比較的影響が小さく，流量が多くなっても余りBSHCは増加しない。メタンと二酸化炭素のBSHCへの寄与率は4：1程度と認められる。このことから熱消費率の増加は主としてメタンの未燃焼によりもたらされると考えられる。二酸化炭素増量も若干BSHCを増加させるのは，酸素濃度減少が軽油の不完全燃焼をもたらすためと考えられる。図3.17において二酸化炭素の増加により煙濃度も上昇していることは，不完全燃焼した軽油が煙となったためと理解できる。

図3.16は同じ軸上にNOx濃度を表示したもので

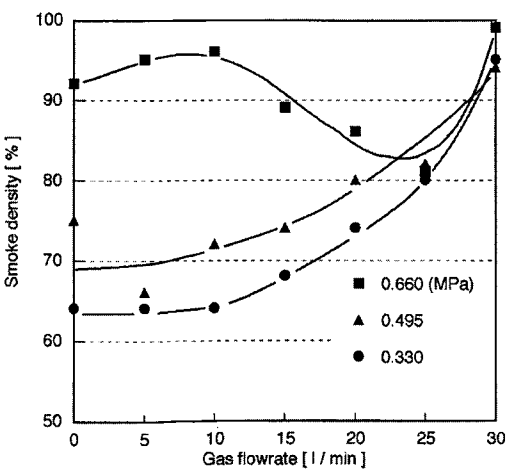


図3.14　ガス流量の煙濃度への影響
Fig. 3.14　Effect of gas supply rate on smoke density

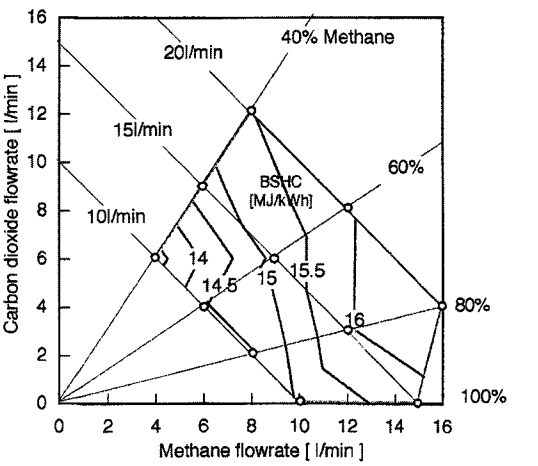


図3.15　ガス組成と熱消費率の関係
Fig. 3.15　Relation between gas composition of gas and BSHC

ある。NOx濃度はバイオガスの流量増加に並行して低くなり，メタン・二酸化炭素共に同程度の低減効果を持っている。これはⅢ.C.c.で述べた吸気置換による酸素濃度低減，メタンによる軽油噴射量の減少から説明できる。

図3.17に煙濃度を示す。各ガス流量において，メタン流量が8～12L/minの時に煙濃度が低くなっており，これはメタンの混合比が3～4%に相当する。図3.18はメタン単味，すなわち吸入混合気の空気過剰率λを示すがこの図におけるλ=2.5～3.0の領域が煙濃度最小の領域とほぼ重複している。吸入混合気のλが高い場合は軽油による燃焼が主体となり煙濃度を増加させ，λが低い場合は酸素濃度が減少し煙濃度を増加させると考えられる。混合気のλが一定の範囲にある場合に予混合燃焼が適切に行われ，煙濃度を減少すると推測される。

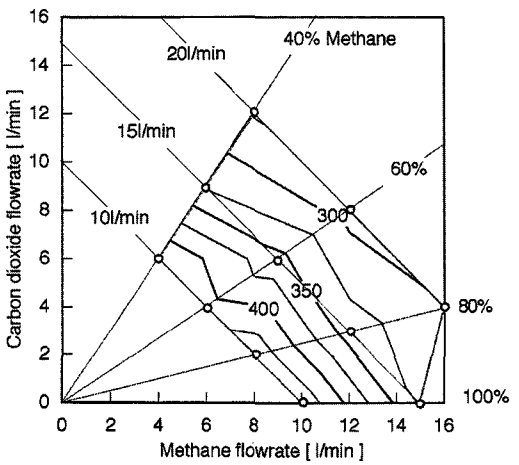


図3.16 ガス組成とNOx濃度の関係
Fig. 3.16 Relation between composition of gas and NOx emission

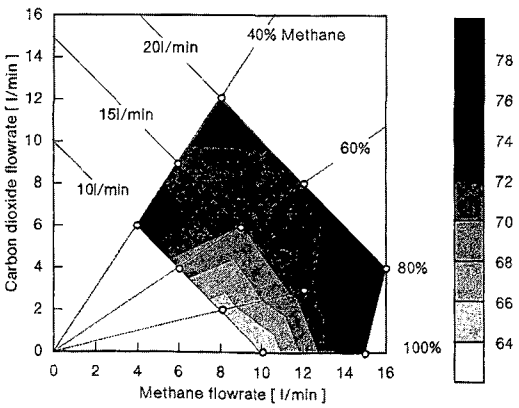


図3.17 ガス組成と煙濃度の関係
Fig. 3.17 Relation between composition of gas and smoke density

e. 軽油噴射時期の影響

図3.19に軽油噴射時期とバイオガスによるNOx濃度の変化を示す。バイオガスの供給によりNOx排出量は減少し，さらに噴射時期の遅角に伴って減少している。ガス流量10L/minは混合比で約3.5%，20L/minは約7%に相当する。20L/min供給することでNOx排出量は軽油単味運転の2/3～1/3にまで減少する。この際の減少率は噴射時期の早い方が大きく，バイオガスの供給が早期に噴射された軽油の予混合的な燃焼領域の温度を抑制することを示唆している。

図3.20に熱消費率の関係を示す。低負荷におけるBSHCの増加はOrtiz-canavateらの研究と合致する[15]が，事前の予想に反して噴射時期によるBSHCの変化は少なかった。しかしOrtiz-Canavateらは二燃料運転における最適な回転数のバンドが狭いことを報告しており，この結果が他の回転数，特により低回転においても再現されるかはなお検討を要する。

軽油噴射時期は遅角によりNOx濃度を大幅に減少できる反面，BSHCに及ぼす影響が少ないため，BSHCの増加を抑えつつNOxの排出量を削減する

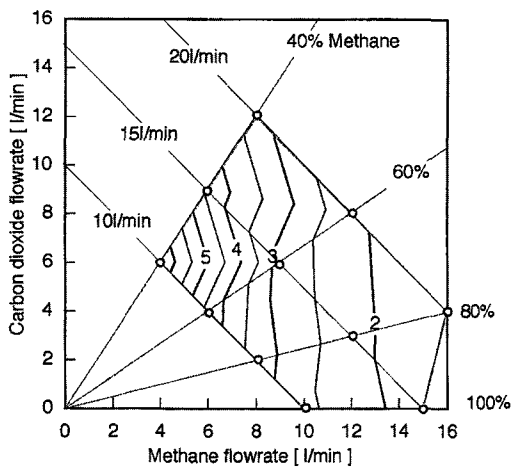


図3.18 吸入混合気の空気過剰率λ
Fig. 3.18 Excess air factor of intake air

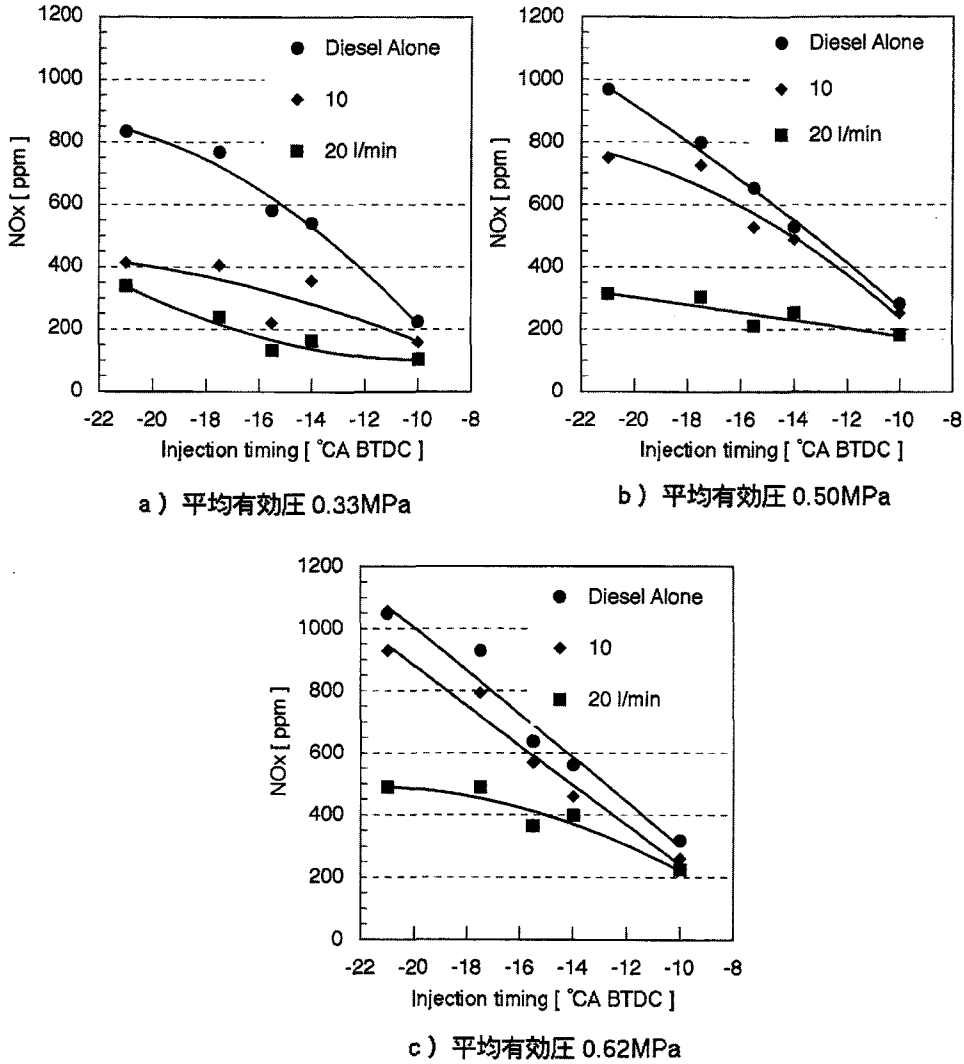


図3.19　軽油噴射時期と NOx 濃度の関係
Fig. 3.19　Relation between fuel injection timing and nox emission

ことが可能であると考えられる。

D. まとめ

1．バイオガスは燃焼しにくい特性を持っている。そのため低負荷時に供給するとメタンが未燃焼のまま排出され，熱効率の低下を招く。

2．予混合燃焼方式でバイオガスを効率的に燃焼させるには，2つの条件を満たすことが必要である。一つは機関負荷を高くし燃焼温度を上げること，もう一つはガス供給量を一定以上にし，空気とメタンの混合比を可燃範囲に近づけることである。

3．したがって，機関運転中に負荷変動が発生するなら，低負荷時はバイオガス供給を止め高負荷時に供給するように供給スケジューリングを行うことで効率の向上が可能であると予測できる。

4．排気中の NOx 濃度はバイオガスの供給により減少する。これはバイガスの供給により吸入空気量が減少し，混合気中の酸素濃度が低下した結果初期燃焼が緩慢になり，燃焼温度・圧力が

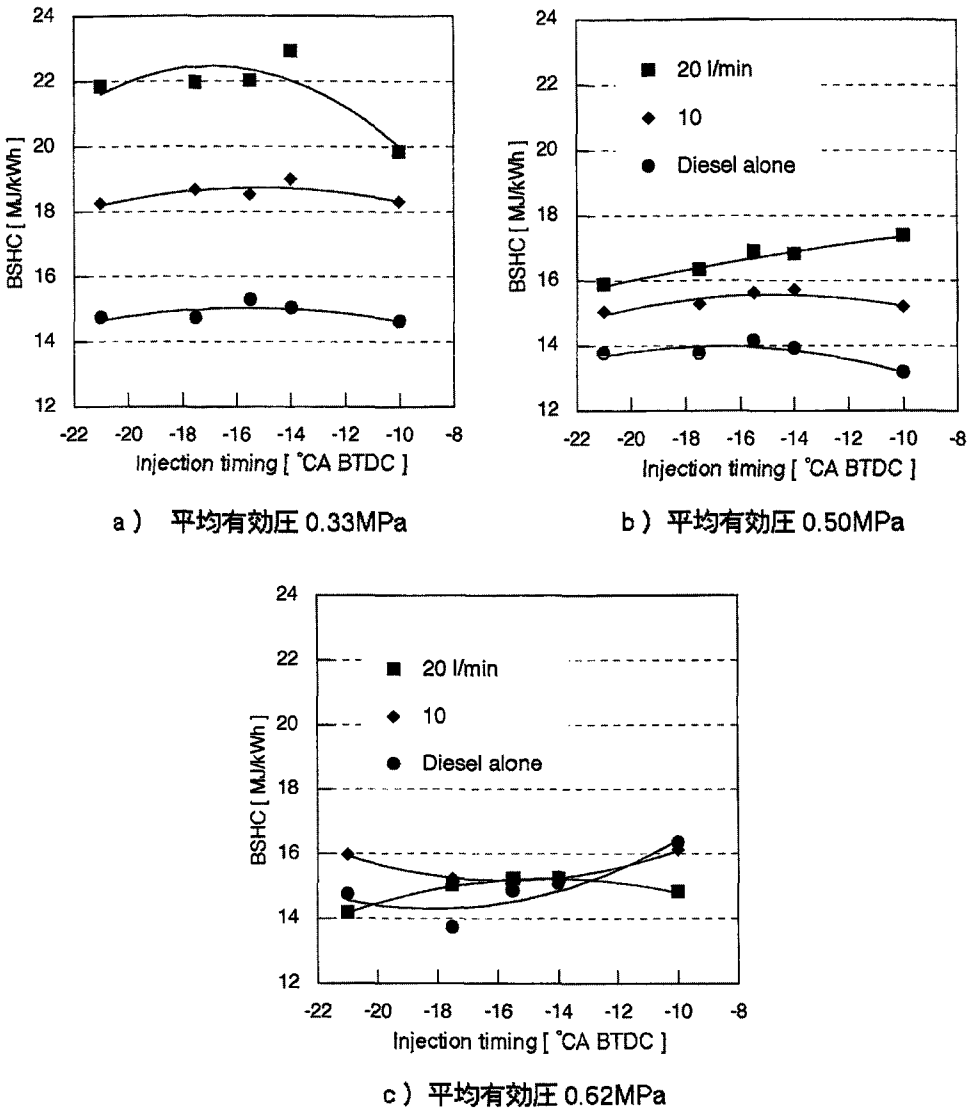


図3.20 軽油噴射時期と熱消費率の関係
Fig. 3.20 Relation between fuel injection timing and BSHC

低くなったためと推測される。

5．排気中の煙濃度はバイオガスの供給により減少する。これはメタンの供給・燃焼により液体燃料である軽油の噴射量が減少し，気体燃料による燃焼が増加したためと考えられる。

6．軽油噴射時期が機関熱効率に及ぼす影響は小さく，反面 NOx 濃度には影響が大きい。噴射時期を進角させると NOx 濃度は増加する。

IV．バイオガスと軽油の二燃料運転の最適化

実際の運用面では，発酵槽から生じるバイオガスはスラリー投入の量・方法などにより発生量が変動する。また一方で機関性能はバイオガス供給率により変化し，機関負荷によって適切な供給率が存在する。そのためバイオガスを発酵槽から機関に直接供給しても，効率的な燃焼は行われない。発酵槽と機関の間には一般にガス貯蔵タンクが設置されるた

め，これを有効利用して機関へのガス供給を最適化すれば，同一のガス量からより高い機関性能を引き出すことができる。

しかし具体的にどの様に供給スケジュールを行うかといった研究例はなく，これまでガスの供給法に適切な指針はなかった。本章では最適化手法として動的計画法を用い，バイオガス供給の最適スケジューリング法を考案することを目的とする。機関性能，バイオガス発生データ共に実験による実測値を用いて，考案した最適化法の効果を確認した。

A．ガス供給問題への適用

本研究ではバイオガス発酵槽と機関の間に貯蔵タンクを設け，バッファリングによりバイオガス供給率を調節する。このガス供給率を適切にスケジューリングし，同量のバイオガスからより高い性能を発揮させる。時間の経過にしたがって発生するバイオガスを貯蔵し，各期にどれだけ機関に供給するかがスケジュールとなり，動的計画法[44]をこの最適化問題に適用できるようアレンジした。目的となる性能は軽油消費量，NOx 濃度，煙濃度などであり，これらを最小化する。

a．発生ガス供給問題のモデル化

全期間を N 期に分け，時間的に最初の期を第 1 期とし，最終期を第 N 期とする。第 n 期中のバイオガスの発生量を b_n とし，これを容積 S のタンクに貯蔵する。任意の n 期の終りまでのバイオガスの累積供給量を x_n，第 n 期中に機関に供給するガスの量を d_n とし，これにより得られる燃料消費量などの性能値を g_n とする（$n=1, \ldots, N$）。

ガス累積供給量：x_n
ガス供給量　　：d_n
機関性能値　　：g_n

すなわち，n 期始めの時点で累積供給量は x_{n-1} であり，第 n 期中に $d_n(x_n)$ 機関に供給され第 n 期終りに累積ガス供給量は x_n なる。この関係は以下のように表される。

$$x_n = x_{n-1} + d_n \quad (n=1, \ldots, N) \tag{4.1}$$

b．拘束条件

1）ガスの経時発生に伴う制限

経時発生供給問題では初期貯蔵量が 0 の場合，n 期までに可能な累積供給量 x_n は n 期までの累積発生量 B_n 以下である。

$$x_n \leq B_n \tag{4.2}$$

なお，

$$B_n = \sum_{i=1}^{n} b_i \tag{4.3}$$

2）タンク容量による制限

貯蔵タンクは S の容量を持っている。n 期終りのガス貯蔵量は累積発生量から累積供給量を引いたものであり，これは S 以下でなければならない。

$$x_n \geq B_n - S \tag{4.4}$$

b_n が n 期の供給量上限 $d_n^{\max}$ より大きい場合，n 期終りにタンク容量を超過しないための条件は式（4.5）として表される。

$$x_n \leq x_{n-1} + d_n^{\max} \tag{4.5}$$

3）全ガスを消費するための条件

発生ガスを全て消費するため全累積供給量 x_N を全ガス発生量 B_N 等しくする拘束条件が必要である。

$$x_N = B_N \tag{4.6}$$

x_n 取りうる範囲を図4.1に示す。初期から終期に到る一連の状態変化は図中の着色部を通る。

c．供給スケジューリングの実際

第 n 期における性能値が g_n であるとすると，性能値の総計は，

$$\sum_{i=1}^{N} g_n \tag{4.7}$$

と表される。性能値総計の最小化を目的とするガス供給問題は，式（4.2）－（4.6）の条件の下で，式（4.7）を最小化することである。

変数が連続的な値を取らない場合，これを離散変数による動的計画法の表解法[45]を用いて解くことになる。これは以下のように定式化される。

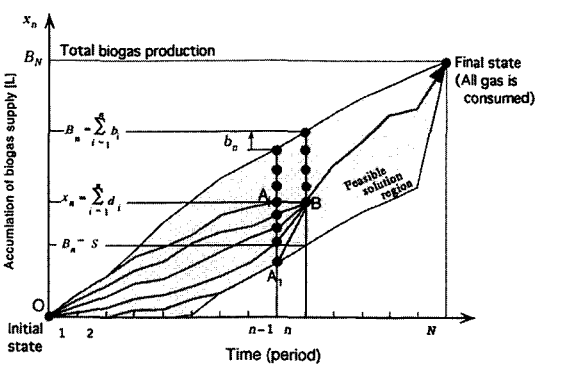


図4.1　動的計画法によるスケジューリング法
Fig. 4.1　Scheduling method using dynamic programming

$n1$ =のとき,

$$0 \leq x_1 \leq \min\left\{B_1,\ d_1^{\max}\right\} \tag{4.8}$$

$$f_1(x_1) = g_1(x_1) \tag{4.9}$$

n= 2 , . . . , N のとき,

$$\max\left\{0, B_n - S\right\} \leq x_n \leq \min\left\{B_n,\ x_{n-1} + d_n^{\max}\right\} \tag{4.10}$$

$$f_n = \underset{0 \leq d_n \leq \min(d_n^{\max},\ x_n)}{\text{minimize}} \left\{g_n + f_{n-1}\right\} \tag{4.11}$$

ここで$f_n(x_n)$とは，x_nのバイオガスを1～n期へ最適スケジュールにより供給することで得られる最小の性能値である。

この操作を式（4.10）を満たす全てのx_nついて行い，各x_n毎に最適の決定d_nを記憶しておく。最終期f_Nで計算した後，式（4.1）の関係を用いて$x_N = B_N$からx_1までをたどって得た一連のd_nが最適スケジュールとなる。

B. 機関性能マップの作成

バイオガス供給の最適スケジューリングを行うために，供試機関の性能をあらかじめモデル化し，任意の運転条件に対する性能値を計算できるようにする必要がある。そこで本研究は機関性能を種々の条件に対して計測し，これを線形補間することで対応した。

a. 性能の計測

計測した性能値は，軽油・バイオガス合計の正味燃料消費率を熱量基準で表した燃料消費率（BSHC：MJ/kW·h），軽油消費率（BSFC：MJ/kW·h），NOx濃度（ppm），煙濃度（%）である。設定条件は機関の負荷・ガス供給率の2パラメータとした。機関回転数は2,000 rpm，バイオガスのメタン濃度は60%とし，ガス流量を0，4，8，12，16，20 L/minに変化させた。機関負荷は正味平均有効圧（BMEP）で0.19，0.30，0.42，0.52 MPaに変化させ，これは各々30，50，70，90%の負荷率に相当する。運転不能領域を除外すると，各性能値毎に21の計測点を得た。

b. 補間方法

計測された性能値を線形補間することで負荷・ガス流量・性能値の3次元空間に性能平面を作り，任意の条件の性能を計算可能とした。測定された21点によって三角形平面群を構成して，性能マップを得た。軽油消費率に関する性能マップを図4.2に示す。性能マップは軽油消費率，NOx濃度，煙濃度に対して作成した。これらの性能マップを2入力1出力の性能関数として用い，動的計画法による最適スケジューリングの計算に用いた。

C. 最適化の結果

a. 設定条件

1）ガス発生条件

ガスの発生パターンは，高畑らによる実際の発酵槽で得られたデータを用いた。実効容積4 m³の発酵槽に，乳牛から得た総固形分（TS）濃度9.69%，有機物（VS）濃度7.63%のスラリーを1日1回400 L投入し，7.51g(VS)/(L·d）の負荷率を与えた際の発生状況である。データは30分毎のガス発生量，メタン濃度として与えられる。24時間の総発生量は7,600 L，平均メタン濃度は58.1%であった[46]。

ガス発生率はスラリー投入後急速に増加し，4時間後に7.2 L/minのピークに達した後漸減する。発生率最小値は23時間後の4.35 L/min，平均は5.28 L/minである。最適化計算では発生量を1 L/min単位の離散値に近似し，メタン濃度は60%一定として行った。発酵槽への投入時刻を9時，12時，15時の3条件に設定し，図4.3にガス発生データを示した。

2）負荷条件

24時間を作業時間とそれ以外に分ける。作業時間は電動機・ポンプ・作業場照明などを想定した高負荷，それ以外は発酵槽の撹拌・夜間照明などによる

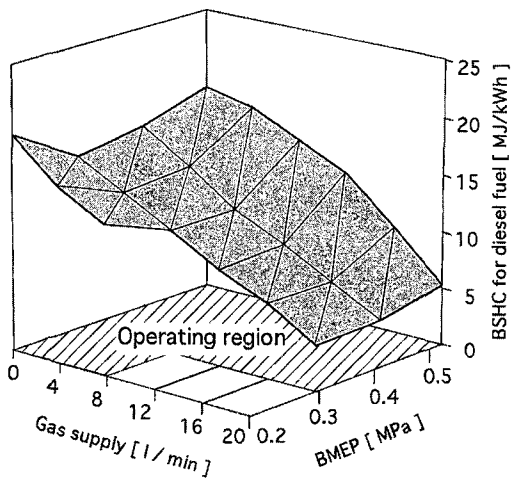


図4.2　軽油消費率の機関性能マップ
Fig. 4.2　Engine performance map of fuel consumption

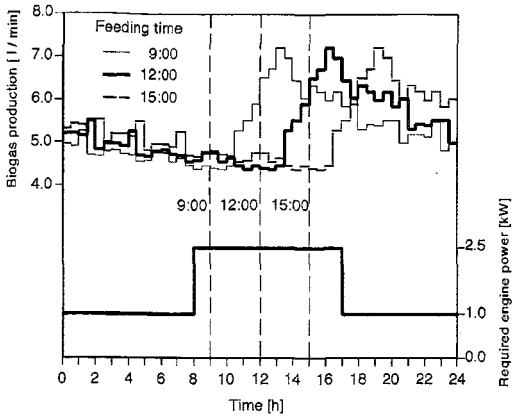


図4.3　ガス発生率と機関負荷の時間変動
Fig. 4.3　Timeline profile of gas production rate and engine load

低負荷とする単純なステップパターンを設定した。作業時間は8時から17時とし，作業中は高負荷（2.5 kW），それ以外の時間は低負荷（1 kW）での連続運転を想定した[47]。

3）タンク容量

最大の供給率20 L/min を30分間継続するには，期間中のガス発生率を考慮して最小480 L のタンク容量が必要である。タンク容量は直接供給に相当する0，600，1,500，3,000 L，無制限まで変更した。タンク容量が大きいと最適化の自由度は増し，高い性能を期待できる反面，タンクの建設コストが問題となる[48]。

機関負荷の時間変化も図4.3に示している。シミュレーションではスラリー投入時刻にタンクのガス貯蔵量を0とし，式（4.6）に示すように次の投入時刻までに発生したガスを全量消費し，再び貯蔵量は0になる。

b.　結果及び考察

1）軽油消費量への効果

図4.4に軽油消費量を目的とした最適化結果を示す。軽油単味運転の場合からの減少率で表している。

24時間の軽油消費量は軽油単味運転で673 MJ/d (19.2 L/d)，バッファリング無しの直接供給で553～563 MJ/d（15.7～16.0 L/d），最適化を行うと最小476 MJ/d（13.6 L/d）である。最適化によってバイオガス無供給に対して約29%，バイオガス直接供給に対して約15%の軽油消費削減が達成できた。図4.5にタンク容量無制限，スラリー投入時刻15時

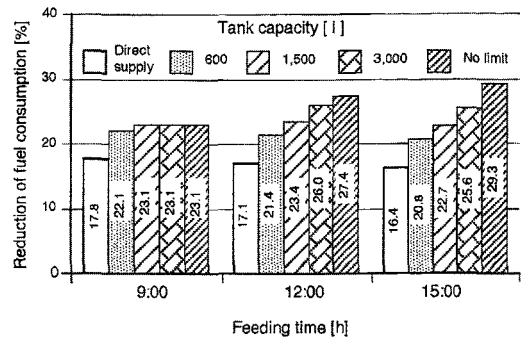


図4.4　最適化による軽油消費量の減少率
Fig. 4.4　Reduction of fuel consumption by optimization

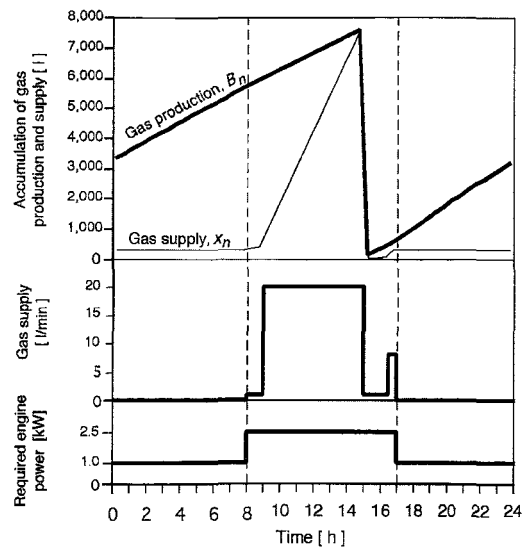


図4.5　軽油消費最小化のガス供給スケジュール
Fig. 4.5　Optimized schedule for fuel consumption

の最適スケジュールを示す。得られたスケジュールでは，高負荷時に20 L/min の供給率での運転を行おうとしている。これはこの条件の時に燃焼効率が最も良くなるためである。

図4.4から明らかなように，スラリー投入時刻によっても消費量の減少率に差が生じる。9時投入では1500 L 以上にタンクを大きくしても改善率に差は認められない。投入時刻にはタンク貯蔵量が0であり，9時から17時までは発酵槽からの発生分しか供給できず，次の8時からの高負荷は1時間でサイクル終了となってしまう。そのため17時以降発生したガスは大部分低負荷時に燃焼され，効率は低下する。

一方投入時刻が遅いと，タンク容量の増加に伴い改善率は大きくなる。これは低負荷期に貯蔵したガス全てを8時以降の高負荷期に使用できるためである。

また同時に，タンク容量が大きいほど最適化の効果は高いことも本結果から明らかになった。これはバイオガスの，高負荷時に大量供給すると燃焼効率が高いという燃焼特性による。そのためタンク容量が大きい場合，低負荷時に発生したガスを高負荷時まで貯蔵し，効率的な燃焼が可能になる。その反面，大容量のタンク設置はコスト的に難しい。ここで得られた結果は，タンク容量が十分でない場合，ガス発生率のピークを高負荷期に重ねれば，貯蔵すべきガス量は減少し好結果を期待できることを意味している。すなわち，バイオガスの投入時刻を調節し，ガス発生率の高い時間帯を高負荷の期間に重ねることで，この問題を改善できる。シミュレーション結果でも，タンク容量が600L以下の場合，9時投入が最も軽油消費量が少ない結果となった。

2）煙濃度・NOx濃度への効果

図4.6に煙濃度低減を目的に最適化した結果を示す。タンク容量，投入時期とも結果に影響はなく，無供給に対し24%，直接供給に対し9～13%の低減が達成された。実際のスケジュール結果を図4.7に示した。タンク容量1500L，スラリー投入時刻15時の煙濃度を最適化したスケジュール結果である。供試機関の場合，単位ガス供給率当たりの煙濃度低減率が大きいのは，負荷2.5kWの時は2L/min及び20L/min，1.0kWの時は8L/minである。その結果，最適スケジュールでもこれらの供給率の頻度が高く，高負荷の9時間に2,790L，低負荷の15時間に4,800Lの供給量となった。供給量が平均しているため必要なガス貯蔵量も少なく，タンク容量が小さくても最適化に制限が生じなかった。

煙濃度は軽油消費の最適化によっても無供給運転よりは減少し，12～22%の低減率であった。この場合軽油消費量の減少により，軽油の不完全燃焼から発生する煙も減少したと考えられる。

図4.8にNOx濃度低減を目的に最適化した結果を示す。NOx排出量を最適化しても減少量は小さく，5～6%の低減にとどまった。これは供試機関がバイオガスによるNOx濃度の変化が少ないためである。

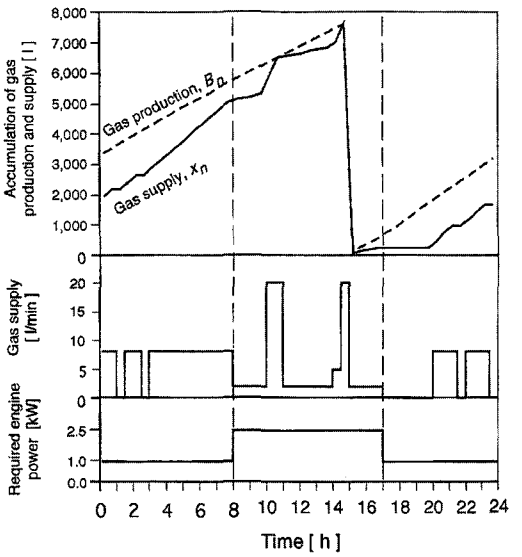


図4.7　煙濃度最小化の最適スケジュール
Fig. 4.7　Optimized schedule for reduction of smoke density

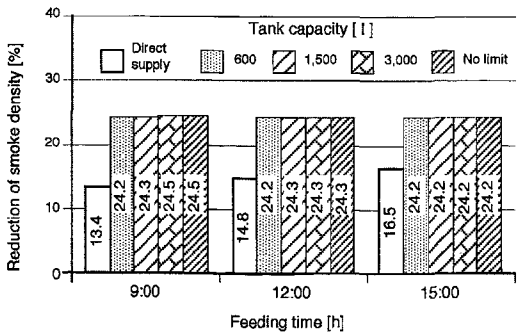


図4.6　最適化による煙濃度の減少率
Fig. 4.6　Reduction of smoke density by optimization

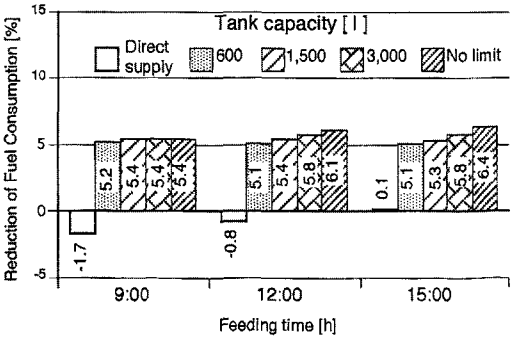


図4.8　最適化によるNOx濃度の減少率
Fig. 4.8　Reduction of NOx emission by optimization

3）まとめ

動的計画法を用いてガス供給に最適化を施すことにより，軽油消費量，煙濃度に関して最適化を行わない場合と比較して，最高13～15%の性能改善を達成した。タンク容量の制限を考慮すると，負荷変動を伴う条件で軽油消費量を削減するには，ガス発生率のピークが高負荷時に重なるようスラリー投入時刻を調節した方が望ましい。さらに，NOx に関しては性能改善が少なく，多目的にスケジュールを最適化する場合[49]には，軽油消費量と煙濃度を考慮すればよいと考えられる。

D. 検証実験

バイオガス最適供給スケジュールが，シミュレーション通りの軽油節減効果を持つかどうか検証するため，実験を行った。

a. 実験条件

1．ガス発生データで直接運転

2．最適化スケジュールを用いた運転

の2通りについて実験を行った。

スケジューリング条件は，

スラリー投入時刻：15時

タンク容量　　：600L

これは最適性を低下させてシミュレーションした際の軽油消費増加が大きく，検証し易いと考えたからである。

b. 実験方法

1．あらかじめ作成したガス供給データを，ガス供給プログラムにより実行した。

2．時間は40倍速とし，30分を45秒サイクルで実験した。1回の実験時間は48サイクル36分である。

3．スケジュールは実施に都合が良いようにサイクルの順番を変えた。これは負荷の調節回数を少なくし，またガス供給率の変化を緩やかにして，設定値に安定するまでの遷移期間を最小にするためである。荷重の調節は1回だけであり，全期間の前半を低負荷に，後半を高負荷にした。ガス流量は低負荷期は最大値から減少させ，高負荷期は最初は0で途中から増加していくように並べ替えた。

c. 結　果

軽油消費量の結果は表4.1の通り。

1．最適スケジュールでの実験中，最後の2サイクル（20L/min で供給）についてはメタン残量が不足し，スケジュール通りに供給できなかった。最後は8L/min の供給率だったので，ほぼ二酸化炭素のみになっていたと考えられる。そのため本来ならば最適供給の結果は上記より軽油消費が減少し，節減率はより予測値に近づくと考えられる。

2．直接供給・最適化共に，消費量の実測値が予測値より約1.3～1.4 MJ 少ない。減少幅はどちらも同程度なので，軽油消費率の性能平面に対し実際の機関の特性が下方にシフトしていると考えられる。

3．ほぼ，予測通りの軽油節減効果が得られた。節減率の実測値が予測値より若干低いが，これはメタンが不足して供給しきれなかった影響もあると考えられる。

4．以上をまとめると，バイオガス供給最適スケジューリングは所期の効果を持つと考えられる。

表4.1　最適スケジュールの検証実験
Table 4.1　Experiment of optimized scheduie

	軽油消費量		
	直接供給 [MJ/36min]	最適化 [MJ/36min]	減少率 [%]
予測	15.79	14.99	5.04
実測	14.33	13.73	4.17

スラリー投入時刻：15時
タンク容量：600L

E. まとめ

1．嫌気性発酵槽から発生するバイオガスをタンクに貯蔵し，機関への供給を最適にスケジューリングするシミュレーションを行った。最適化手法として動的計画法を用いた。

2．24時間を1サイクルとし，30分間隔で変動するバイオガスと，農場の作業を想定して負荷パターンを与え，24時間の最適供給スケジュールを求めた。

3．機関性能は実測値を元にモデリングし，バイオガスの発生データは実際の発酵槽から得られた値を用いた。

4．供給スケジュールの最適化により，軽油消費量は直接供給に比べて最高約15%減少した。また軽油単味運転時と比べ約29%減少した。タンク

容量が大きいほど最適化の効果は高い。

5．軽油に関する最適スケジュールは，低負荷のときガスを貯蔵し，高負荷のときに高い供給率を与える傾向を持つ。そのため負荷変動がある場合は大きなタンク容量を必要とする。

6．実用的にはタンク容量の制限が厳しいため，ガス発生率のピークが高負荷の時期に重なるよう，スラリーの投入時刻を調節することが望ましい。

煙濃度はタンク容量が小さくても最適化の効果が大きく，直接供給より10%前後，無供給より約24%低減できる。

7．検証実験の結果，最適スケジュールは所期の軽油節減効果を有すると認められた。

V．最適スケジュールの条件変動への耐性

A．スケジューリング時と運転時の条件変動

前章では特定のガス発生パターン・機関負荷パターンに対し最適なガス供給スケジュールを作成し，燃料消費量などの機関性能を向上可能であることを実証した。発酵槽から発生したバイオガスはタンクへ貯蔵され，ここから二燃料ディーゼル機関への供給を適切にスケジュールすることで軽油消費量の低減を図る。最適スケジュールは24時間を30分刻みに区切り，各期におけるバイオガス供給率として与えられる。このスケジュールを作成するには，24時間のバイオガスの時系列発生プロファイル，同じく時系列機関負荷プロファイル，そして機関性能特性の3つのデータが必要である。したがってスケジュールを行う時点でガスと負荷の時系列データが既知でなければならない。つまりガスと負荷のプロファイルは毎日同じパターンを繰り返すことを前提としている。

しかし実際には，これらのパターンは日毎に変動を生じ，スケジュール時に予測したパターンとは異なるものになると予測される。この結果最適スケジュールが効果を失えば，最適スケジューリングを行う意味はないことになる。一方で条件の変動によっても機関性能の低下が少なければ，スケジューリングの実用性は高いと判定できる。そのため最適スケジュールの有効性を確認するには，標準となるパターンに対して作成したスケジュールを，標準とは異なるパターンを持つ条件に対して適用し，性能値の低下を検証する必要がある。

そこで本章では，特定のガス発生・機関負荷条件に対して計画したガス最適供給スケジュールを，当初とは異なるガス発生・機関負荷条件の下で適用した際の性能値を求め，最適スケジューリングの実用性を検証することを目的とする。

動的計画法を用いて最適スケジュールを作成する際，データとしてガス発生時系列データ，機関負荷時系列データ，機関性能特性の3つが必要であった。このうち毎日の運転で変動が予測されるのはガス発生データと機関負荷データである。これらに対してスケジュール時とは異なるプロファイルを用意し，シミュレーションに用いた。また機関性能も長時間の使用により経時変化を生じると予想されるので，これに関しても参考データを検討した。

B．条件変動に関するシミュレーション

スケジュールの条件変動に対する耐性検証のため，標準条件に対して作成した最適スケジュールを，異なる条件下で運用した場合をシミュレートするプログラムを作成した。プログラムは24時間を30分単位にシミュレートし，軽油消費量・ガス供給量・ガスタンク貯蔵量を計算する。この際に問題となるのはガスのタンク貯蔵量である。ガスの発生パターンがスケジューリング時と異なる場合，スケジュールどおりに供給するとタンクの容量をオーバーしたり，逆に貯蔵量が0になってそれ以上供給できなくなる事態が発生する。また低負荷のときは最大供給率が8L/minに制限されているが，付加が変動した結果8L/min以上の供給率がスケジュールされている時期に負荷が低くなってしまうと運転不能の状態になる。これらの事態を避けるためのアルゴリズムを図5.1に示す。

通常はスケジュール通りの供給を実行し，貯蔵量が0以下になってしまう場合，貯蔵量がマイナスにならないよう供給率を減らし，ガス発生率と同じにする。機関負荷が変動により低くなると，ガス供給率の上限値が発生率より小さくなる場合もあり，このときはガス供給率上限値で供給を行う。貯蔵量が0以下になるのを防ぐためなら供給率を0L/minにしても問題ないが，なるべくスケジュールに近い供給を行うためにこのような仕様とした。

また貯蔵量がタンクの容量を超えてしまう場合，その負荷における供給率上限値で供給を行い，貯蔵量の増加を避ける。低負荷時に発生率が供給率上限を超える場合，余剰ガスを放出・焼却して消費する

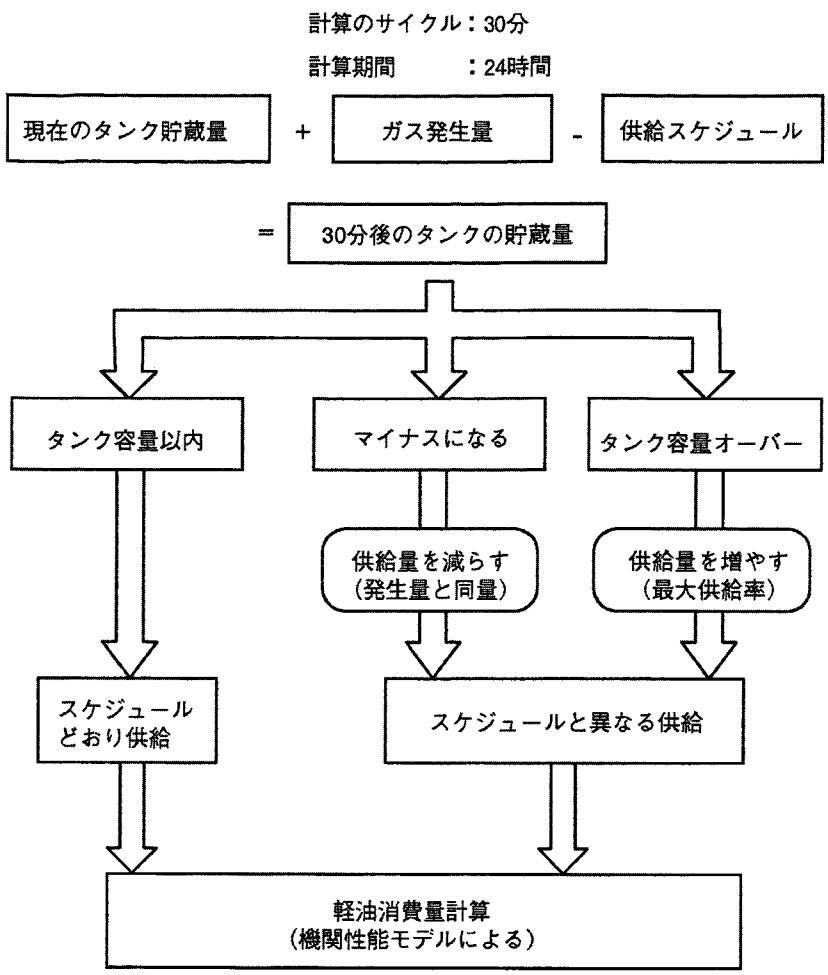


図5.1　シミュレーションのアルゴリズム
Fig. 5.1　Algorithm of simulation

ものとする。

C. シミュレーションのパラメータ

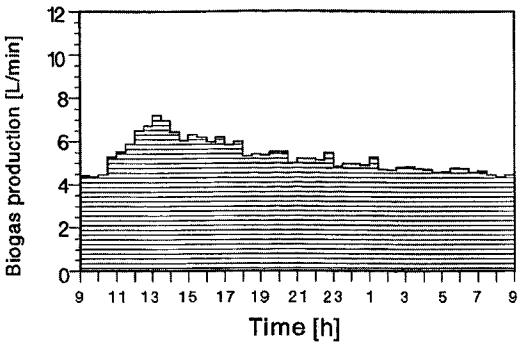
a. バイオガス発生パターン

有機物の発酵によるバイオガス発生は微生物による生物学的反応過程である。発酵槽への新しい有機物の投入により発酵が活発となって次第に発生量が増加し，一定以上発酵が進行すると発酵基質の減少によりガス発生量も漸減する。発酵の進行速度は種々の要因により変化するので，発酵環境を厳密にコントロールするバイオリアクタのような設備でない限り発生率の変動は避けられない。糞尿や有機残渣などの廃棄物処理においては投入される発酵基質の成分も一定しないのでなおさらである。

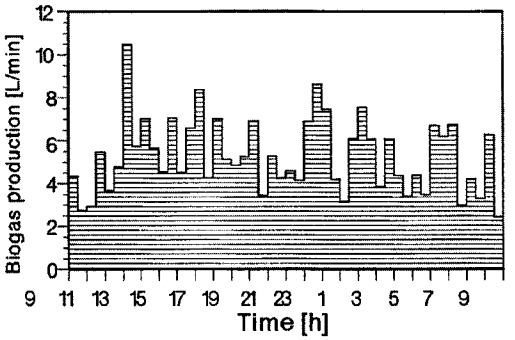
本研究ではスケジューリングに用いた標準の発生パターンに対し，2種類の変動したガス発生パターンを用いた。図5.2 a）は標準のパターンである。同図 b）では発生率の不規則な変動を想定して，スケジューリングに用いたガス発生パターンの各期発生率に対し，±50％の範囲内で乱数による増減を与えた。また同図 c）は発生量変動のない一定のパターンである。

b. 機関負荷パターン

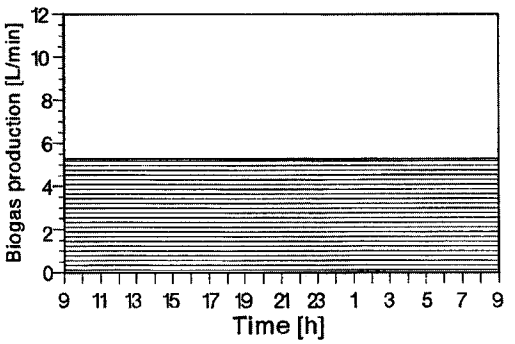
同様に機関負荷パターンの変更を図5.3に示す。b）は最大負荷の±８％の変動を乱数により与えたものである。c）は高負荷期を時間軸方向に移動させたものであり，12時から２時間昼休みを想定した低負



a) 標準の発生パターン



b) 乱数によるノイズ
を与えたパターン



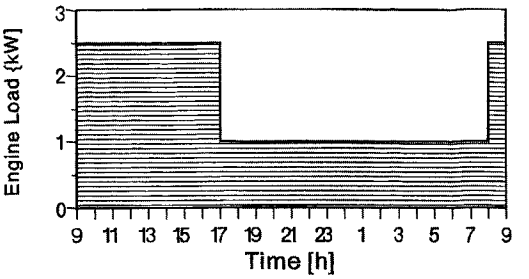
c) 一定のパターン

図5.2 バイオガスの変動パターン
Fig. 5.2 Fluctuation pattern of baiogas

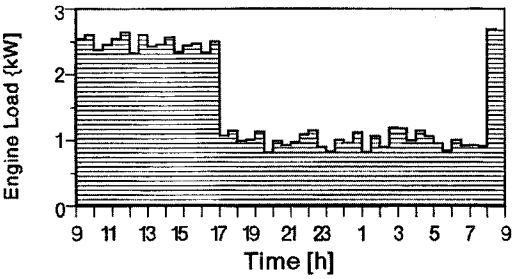
荷期を設け，その分作業の開始を1時間早く，終了を1時間遅くしている。

c. 機関性能特性

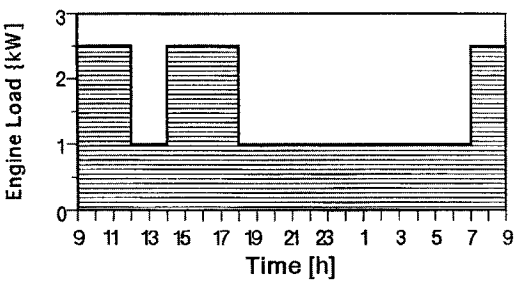
スケジューリング時，シミュレーション時とも実験による実測値を線形補間した性能マップを用いて性能値を計算している。しかし機関性能も経時変化



a) 標準のパターン



b) 乱数により±8%の変動
を与えたパターン

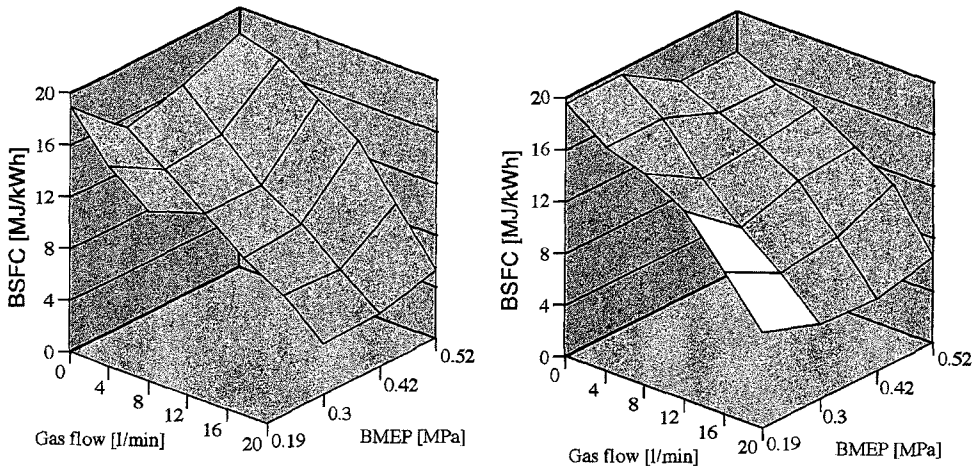


c) 2時間の中断を設け，前後に
1時間づつ移動したパターン

図5.3 機関負荷の変動パターン
Fig. 5.3 Fluctuation pattern of engine load

や運転の繰り返しにより変化することが予想される。そこで約1年前に計測した機関性能と最近計測した機関性能のデータを利用して，古い性能に対する最適スケジュールを新しい性能に対して適用した場合のシミュレーションを行った。これは機関を使用している間に性能が経時変化を生じ，当初のスケジュールの条件とは異なってきた場合に相当する。

図5.4 a) が古い性能特性であり，b) が新しい性能特性である。両性能値を計測した時点間の機関運転時間は5時間程度と短いため，長期使用に伴う性能劣化は起きていないと推測できるが，気温の差や



a）１年前の性能　　b）現在の性能

図5.4　機関性能性の変化
Fig. 5.4 Change of engine performance

噴射時期可変機構に発生する若干の噴射時期の相違などが原因と考えられる軽油消費率の増加を認められる。ただし同一の機関であるため，上下方向のオフセットはあるものの全体的な傾向は類似している。

d. タンク容量・スラリー投入時刻

標準スケジュールの作成に当たっては，タンク容量は比較的小さい600Ｌと無制限の２通り。スラリー投入時刻はタンク容量が小さい場合に好結果を得られる９時投入と，タンク容量が大きいとき効果の大きい15時とした。

D. シミュレーション結果

a. 計算内容と評価法

各条件に対し，以下の性能値を計算する。

軽油消費量について，次の各ケースに対して計算する。

1．直接供給：変動した条件に対し，最適化を行わず発生したガスを直接供給した場合。
2．変動無し：最適スケジュールを，最適化を行った標準条件に適用した時に得られる，最適の性能値。
3．変動時：標準条件に対するスケジュールを変動した条件に適用した場合。条件が異なるため軽油消費量の増加が予測され，増加量が少なければスケジュールの有効性が保たれていると言える。
4．再最適化：変動した条件に合わせて，最適化を行った場合。1.の場合と比べ，消費量は増加することも減少することもある。

スケジュールの有効性を評価するため，軽油消費量について３種類の値を計算する。

1．＜変動時増加率＞：変動条件でスケジュールを適用した場合の軽油消費量の，変動無しの最適値に対する増加率。この値が低ければ，条件が変動しても元のスケジュールは有効性が高いことになる。
2．＜直接供給時増加率＞：直接供給時の軽油消費量の，変動無しの場合からの増加率。
3．＜変動時増加率／直接供給時増加率＞：この値が１になると，スケジュールの効果は最適化を一切行わない直接供給と同じことになり，最適性が無いことになる。この値が０に近ければ，条件に変動が生じても軽油消費はほとんど増加せず，スケジュールは有効である。

b. １条件の変動による影響

上記３種類の条件変動の，個別の影響を検証するために一度に１つの条件のみを変更してシミュレーションを行った。表5.1に計算結果を，図に＜直接供給時増加率＞と＜変動時増加率＞を示す。

図5.5はガス変動の影響を示し，９時・15時投入

表5.1 1条件変動のシミュレーション結果
Table 5.1 Simulation result of 1 condition fluctuation

ガス変動

条件		軽油消費量 [MJ/24h]				増加量			増加率				
						対最適	対最適	対変動最適	対最適	対最適	対変動最適		
投入時刻		直接供給	元最適値	変動時	変動最適値	直接供給時	変動時	変動時	直接供給時増加率	変動時増加率	変動時	変動時増加率/直接供給時増加率	
9	ガスノイズ (600L)	628.6	594.1	603.1	596.5	34.4	9.0	6.7	5.8	1.5	1.1	26.0	
9	ガス一定 (600L)	629.4	591.1	603.2	596.3	35.2	9.1	6.9	5.9	1.5	1.2	25.8	検証実験
9	ガスノイズ (無制限)	628.6	587.6	592.1	589.8	41.0	4.5	2.3	7.0	0.8	0.4	11.1	
9	ガス一定 (無制限)	629.4	587.6	594.2	590.3	41.8	6.6	3.8	7.1	1.1	0.6	15.7	
15	ガスノイズ (600L)	631.2	599.6	601.9	601.5	31.6	2.3	0.4	5.3	0.4	0.1	7.3	
15	ガス一定 (600L)	629.4	599.6	602.6	594.9	29.7	2.9	4.6	5.0	0.5	1.3	9.8	
15	ガスノイズ (無制限)	631.2	552.5	552.5	552.5	78.7	0.0	0.0	14.2	0.0	0.0	0.0	
15	ガス一定 (無制限)	629.4	552.5	552.5	552.5	76.8	0.0	0.0	13.9	0.0	0.0	0.0	

負荷変動

条件		軽油消費量 [MJ/24h]				増加量			増加率				
						対最適	対最適	対変動最適	対最適	対最適	対変動最適		
投入時刻		直接供給	元最適値	変動時	変動最適値	直接供給時	変動時	変動時	直接供給時	変動時	変動時	変動時増加率/直接供給時増加率	
9	負荷ノイズ (600L)	627.7	594.1	594.1	589.6	33.6	-0.1	4.5	5.6	0.0	0.8	-0.2	
9	負荷シフト (600L)	628.4	594.1	602.0	591.2	34.3	7.9	10.8	5.8	1.3	1.8	23.0	
9	負荷ノイズ (無制限)	627.7	587.6	589.3	583.9	40.1	1.7	5.4	6.8	0.3	0.9	4.4	
9	負荷シフト (無制限)	628.4	587.6	593.6	571.4	40.8	6.0	22.2	7.0	1.0	3.9	14.7	
15	負荷ノイズ (600L)	630.1	599.6	598.3	594.0	30.4	-1.3	4.3	5.1	-0.2	0.7	-4.3	
15	負荷シフト (600L)	630.7	599.6	605.2	596.5	31.1	5.5	8.6	5.2	0.9	1.4	17.7	
15	負荷ノイズ (無制限)	630.1	552.5	555.7	555.1	77.5	3.2	0.6	14.0	0.6	0.1	4.1	
15	負荷シフト (無制限)	630.7	552.5	594.3	552.5	78.2	41.7	41.7	14.2	7.6	7.6	53.4	検証実験 ガス1440L廃棄

性能変動

条件		軽油消費量 [MJ/24h]				増加量			増加率				
						対最適	対最適	対変動最適	対最適	対最適	対変動最適		
投入時刻		直接供給	元最適値	変動時	変動最適値	直接供給時	変動時	変動時	直接供給時	変動時	変動時	変動時増加率/直接供給時増加率	
9	9時 (600L)	628.6	533.6	599.4	594.1	95.0	65.8	5.2	17.8	12.3	0.9	69.3	
9	9時 (無制限)	628.6	528.4	592.1	587.6	100.2	63.7	4.5	19.0	12.1	0.8	63.6	
15	15時 (600L)	629.4	541.6	605.6	599.6	87.8	64.1	6.0	16.2	11.8	1.0	73.0	
15	15時 (無制限)	629.4	493.5	553.5	552.5	135.9	60.0	1.0	27.5	12.2	0.2	44.2	

ともタンク容量が大きいほうが軽油消費の増加が小さい。また15時の方は軽油消費増加率は少なく，タンク容量無制限では消費量は増加していない。軽油消費の増加は最大でも1.5%であり，変動による影響は比較的小さい。直接供給時の増加率が15時投入・タンク無制限のときに大きく増加しているのは，この条件では最適化の効果が大きく軽油消費の節約量が大きいためである。

負荷変動の場合は図5.6に示され，変動時の増加は1%内外にとどまっている。ただし<投入：15時，タンク：無制限，負荷：シフト>の条件で増加率7.6%と非常に大きくなっているが，これは，最大供給率の時期に低負荷期が重なってしまい，供給できなくなったガスを1440L廃棄しているためである。

こうした例外的な条件を除き，<変動時増加率/直接供給時増加率>の値は26%以下であり，かなり有効性を保っていると言える。

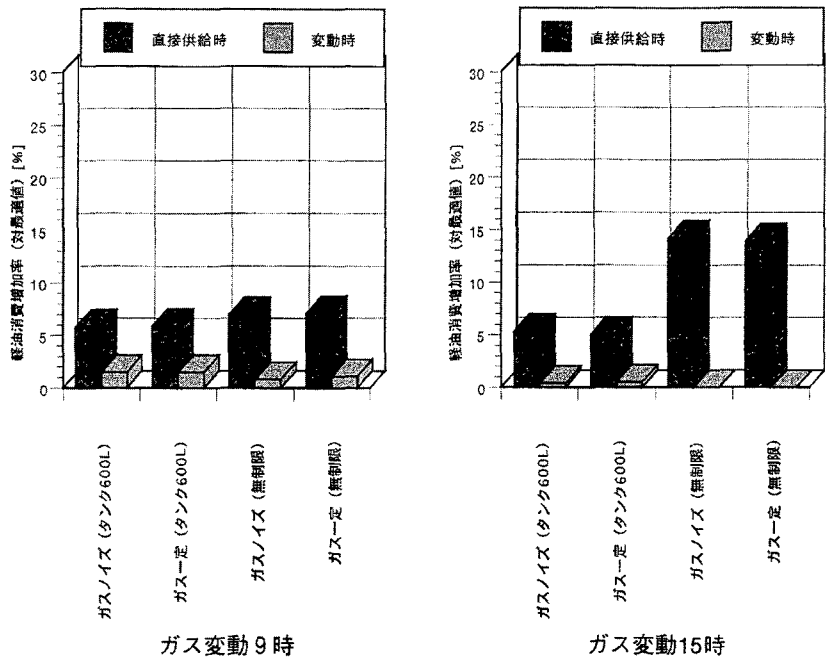


図5.5　1条件－ガス発生変動の影響
Fig. 5.5　1 condition - fluctuation of gas producton

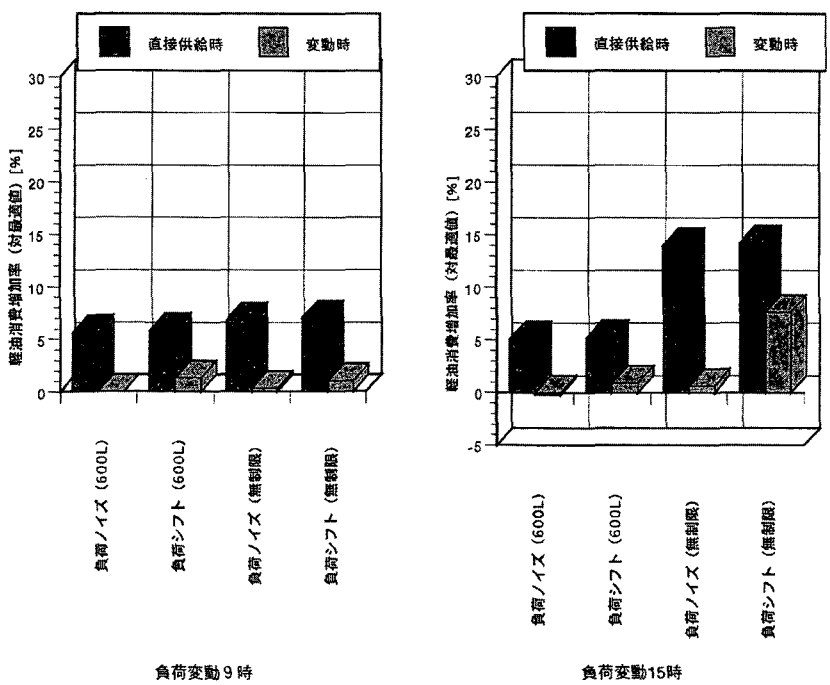


図5.6　1条件－機関負荷変動の影響
Fig. 5.6　1 condition - fluctuation of engine load

図5.7に示した性能変動時において＜変動時増加率＞が一様に高くなっているのは，同一の運転条件に対して過去の性能値では軽油消費量が低かったからであり，スケジュールの最適性が失われたためではない。

c. 2条件の変動による影響

続いて同時に2つの条件を変化させた場合の性能の変化を検証した。結果を表5.2及び図5.8，図5.9に示す。ガス・負荷の条件変動重複時は，1条件のみの場合よりは＜変動時増加率＞が大きくなっているものの，大体において2％以内に収まっており，＜変動時増加率／直接供給時増加率＞も30％以内で，1条件時に準じた最適性を維持していると言える。ただし＜投入：15時，タンク：無制限，負荷：シフト＞の条件においては1条件の時と同様ガスを廃棄するため大幅に軽油消費が増加している。

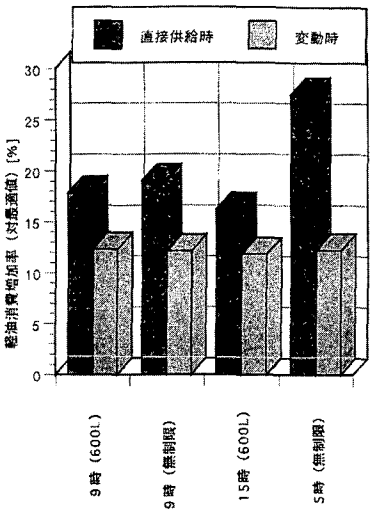
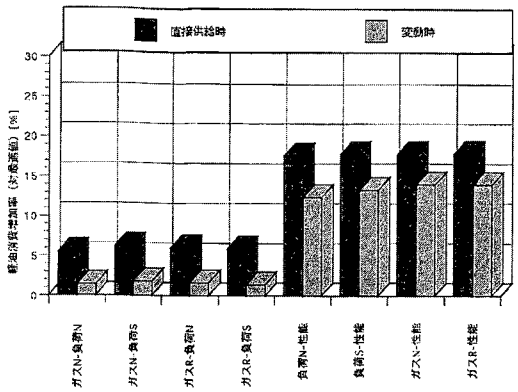


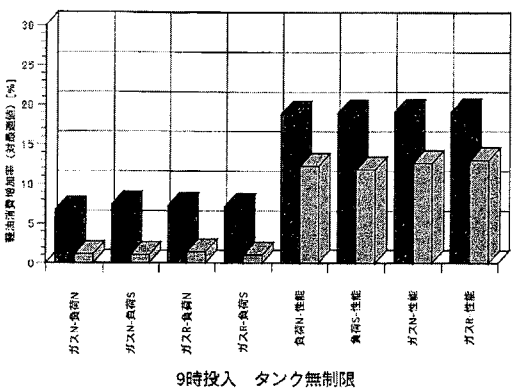
図5.7　1条件－機関性能変動の影響
Fig. 5.7　1 condition - change of engine performance

表5.2　2条件変動のシミュレーション結果
Table 5.2　Simulation result of 2 condition fluctuation

条件			軽油消費量［MJ/24h］				増加量			増加率				
							対最適	対最適	対変動最適	対最適	対最適	対変動最適		
投入	タンク		直接供給	元最適値	変動時	変動最適値	直接供給時	変動時	変動時	直接供給時増加率	変動時増加率	変動時	変動時増加率／直接供給時増加率	
9	600	ガスN－負荷N	627.1	594.1	602.7	591.3	33.0	8.6	11.4	5.5	1.4	1.9	26.0	
9	600	ガスN－負荷S	630.9	594.1	604.8	593.7	36.8	10.7	11.1	6.2	1.8	1.9	29.0	
9	600	ガスR－負荷N	629.8	594.1	603.7	591.8	35.6	9.6	11.9	6.0	1.6	2.0	26.9	検証実験
9	600	ガスR－負荷S	629.4	594.1	602.5	590.0	35.2	8.3	12.4	5.9	1.4	2.1	23.6	
9	600	負荷N－性能	627.7	533.6	599.8	589.6	94.1	66.2	10.3	17.6	12.4	1.7	70.4	
9	600	負荷S－性能	628.4	533.6	604.8	591.2	94.8	71.2	13.5	17.8	13.3	2.3	75.1	
9	600	ガスN－性能	628.6	533.6	608.5	596.5	95.0	74.9	12.0	17.8	14.0	2.0	78.8	
9	600	ガスR－性能	629.4	533.6	608.1	596.3	95.8	74.5	11.8	17.9	14.0	2.0	77.8	
9	NoLim	ガスN－負荷N	627.1	587.6	594.2	585.6	39.5	6.6	8.5	6.7	1.1	1.5	16.6	
9	NoLim	ガスN－負荷S	630.9	587.6	593.6	571.7	43.3	6.0	21.9	7.4	1.0	3.8	13.9	
9	NoLim	ガスR－負荷N	629.8	587.6	595.8	585.8	42.2	8.2	10.0	7.2	1.4	1.7	19.5	
9	NoLim	ガスR－負荷S	629.4	587.6	593.6	575.3	41.8	6.0	18.3	7.1	1.0	3.2	14.4	
9	NoLim	負荷N－性能	627.7	528.4	593.0	583.9	99.3	64.6	9.0	18.8	12.2	1.5	65.0	
9	NoLim	負荷S－性能	628.4	528.4	590.9	571.4	100.1	62.6	19.5	18.9	11.8	3.4	62.5	
9	NoLim	ガスN－性能	628.6	528.4	594.9	589.8	100.2	66.5	5.0	19.0	12.6	0.8	66.3	
9	NoLim	ガスR－性能	629.4	528.4	597.1	590.3	101.0	68.7	6.7	19.1	13.0	1.1	68.0	
15	600	ガスN－負荷N	630.1	599.6	600.9	596.0	30.4	1.2	4.9	5.1	0.2	0.8	4.1	
15	600	ガスN－負荷S	630.7	599.6	606.9	596.4	31.1	7.3	10.5	5.2	1.2	1.8	23.4	
15	600	ガスR－負荷N	629.5	599.6	600.7	590.7	29.9	1.0	10.0	5.0	0.2	1.7	3.5	
15	600	ガスR－負荷S	629.9	599.6	608.0	594.0	30.2	8.4	14.0	5.0	1.4	2.4	27.8	
15	600	負荷N－性能	630.1	541.6	605.0	594.0	88.5	63.5	11.0	16.3	11.7	1.9	71.7	
15	600	負荷S－性能	630.7	541.6	610.7	596.5	89.2	69.2	14.2	16.5	12.8	2.4	77.6	
15	600	ガスN－性能	631.5	541.6	610.4	601.5	89.9	68.8	8.8	16.6	12.7	1.5	76.5	
15	600	ガスR－性能	630.1	541.6	608.1	594.9	88.6	66.5	13.1	16.4	12.3	2.2	75.1	
15	NoLim	ガスN－負荷N	630.1	552.5	555.7	555.1	77.5	3.2	0.6	14.0	0.6	0.1	4.1	
15	NoLim	ガスN－負荷S	630.7	552.5	594.3	552.5	78.2	41.7	41.7	14.2	7.6	7.6	53.4	
15	NoLim	ガスR－負荷N	629.5	552.5	555.7	554.8	77.0	3.2	0.9	13.9	0.6	0.2	4.1	
15	NoLim	ガスR－負荷S	629.9	552.5	594.3	552.5	77.3	41.7	41.7	14.0	7.6	7.6	54.0	
15	NoLim	負荷N－性能	630.1	493.5	556.4	555.1	136.6	62.9	1.3	27.7	12.8	0.2	46.1	
15	NoLim	負荷S－性能	630.7	493.5	595.2	552.5	137.2	101.7	42.7	27.8	20.6	7.7	74.1	検証実験
15	NoLim	ガスN－性能	631.5	493.5	553.5	552.5	138.0	60.0	1.0	28.0	12.2	0.2	43.5	
15	NoLim	ガスR－性能	630.1	493.5	553.5	552.5	136.6	60.0	1.0	27.7	12.2	0.2	43.9	

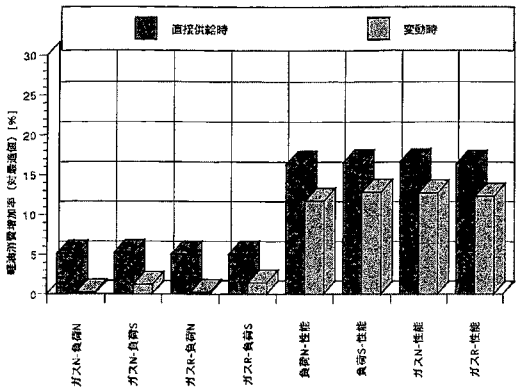


9時投入　タンク600L

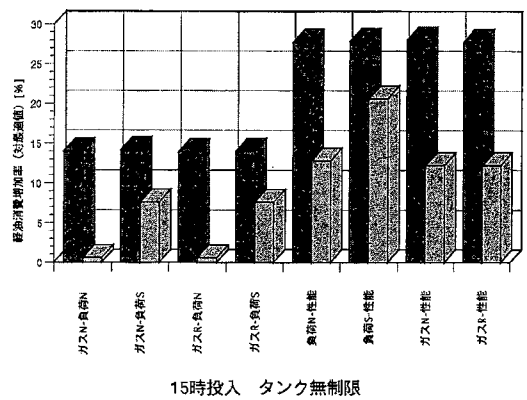


9時投入　タンク無制限

図5.8　2条件変動野影響，9時投入
Fig. 5.8　Effect of 2 Fluctuation, 9 o'clock feeding



15時投入　タンク600L



15時投入　タンク無制限

図5.9　2条件変動の影響，15時投入
Fig. 5.9　Effect of 2 Fluctuation, 15 o'clock feeding

性能変化との組合せでは＜変動時増加率＞＜直接供給時増加率＞ともやはり大幅に増加しているが，これも上記条件と同じ理由により，直接供給時からの軽油節約量はほぼ同じである。

d. 3条件の変動による影響

結果を表5.3及び図5.10に示す。

E. 検証実験

シミュレーション結果を検証するため，同じ条件で実験装置により実験を行った。検証した条件は以下の4例である。これらの条件は比較的条件変動による軽油消費増加の大きい例である。なお，負荷ノイズの条件は動力計調整上の理由により検証不能である。

1条件変動

条件A　＜9時投入，タンク600L，ガス一定＞

条件B　＜15時投入，タンク無制限，負荷シフト＞

2条件変動

条件C　＜9時投入，タンク600L，ガスノイズ，負荷シフト＞

条件D　＜15時投入，タンク無制限，ガスノイズ，負荷シフト＞

結果を表5.4及び図5.11に示す。条件Cにおいて軽油消費の増加率がシミュレーションよりかなり大きかった。それ以外では直接供給・最適値・変動時の相対的な関係は，シミュレーション結果も実験結果もほぼ同様の傾向を示した。したがって現実の運転についても，最適スケジュールは条件変動に対しかなりの耐性を有していると推測できる。

F. まとめ

1．最適供給スケジュールは既知の運転条件に対するものであり，運転条件がスケジューリング時と異なった場合に性能低下を招く心配があった。そこで何種類かの条件変動を人為的に設定

表5.3 3条件変動のシミュレーション結果
Table 5.3 Simulation result of 3 condition fluctuation

条件		軽油消費量 [MJ/24h]				増加量			増加率		
						対最適	対最適		対最適	対最適	対変動最適
投入時刻		直接供給	元最適値	変動時	変動最適値	直接供給時	変動時	変動時	直接供給時	変動時	変動時
9	ガスN-負荷N-600	627.1	533.6	608.9	591.3	93.5	75.3	17.6	17.5	14.1	3.0
9	ガスN-負荷S-600	630.9	533.6	609.7	593.7	97.4	76.1	16.0	18.2	14.3	2.7
9	ガスR-負荷N-600	629.8	533.6	608.9	591.8	96.2	75.4	17.2	18.0	14.1	2.9
9	ガスR-負荷S-600	629.4	533.6	612.7	590.0	95.8	79.1	22.7	17.9	14.8	3.8
9	ガスN-負荷N無制限	627.1	528.4	596.2	585.6	98.7	67.8	10.5	18.7	12.8	1.8
9	ガスN-負荷S無制限	630.9	528.4	594.0	571.7	102.6	65.6	22.3	19.4	12.4	3.9
9	ガスR-負荷N無制限	629.8	528.4	598.5	585.8	101.4	70.2	12.7	19.2	13.3	2.2
9	ガスR-負荷S無制限	629.4	528.4	596.2	575.3	101.0	67.8	20.9	19.1	12.8	3.6
15	ガスN-負荷N-600	630.9	541.6	609.1	596.0	89.4	67.6	13.1	16.5	12.5	2.2
15	ガスN-負荷S-600	630.6	541.6	611.9	596.4	89.0	70.3	15.5	16.4	13.0	2.6
15	ガスR-負荷N-600	629.5	541.6	606.5	590.7	87.9	65.0	15.9	16.2	12.0	2.7
15	ガスR-負荷S-600	629.4	541.6	613.2	594.0	87.8	71.6	19.2	16.2	13.2	3.2
15	ガスN-負荷N無制限	630.9	493.5	556.4	555.1	137.4	62.9	1.3	27.8	12.8	0.2
15	ガスN-負荷S無制限	630.6	493.5	595.2	552.5	137.1	101.7	42.7	27.8	20.6	7.7
15	ガスR-負荷N無制限	629.5	493.5	556.4	554.8	136.0	62.9	1.7	27.6	12.8	0.3
15	ガスR-負荷S無制限	629.4	493.5	595.2	552.5	135.9	101.7	42.7	27.5	20.6	7.7

し，それに対する最適スケジュールのロバスト性を検証した。

2．シミュレーションの結果，最適スケジュールは条件の変動に対してもかなり有効性を保ち，耐性を持つことが示された。検証実験結果からもこれが裏付けられている。

3．最適性への影響が大きいのは負荷パターンの変動であり，ガス発生パターンの影響は本シミュレーション条件ではほとんど性能低下をもたらさなかった。

4．1日もしくは1サイクルの中で機関負荷が周期的に変動する場合，最適スケジューリングによりバイオガスからのエネルギ効率を向上させることは実用的にも可能であると推測できる。

VI. バイオガス二燃料機関のコジェネレーション化

前章まではソフトウェア的手法としてバイオガス供給の最適スケジューリングによりエネルギ利用効率の改善を行ってきた。本章においてはハードウェア的手法による効率改善策として，バイオガス二燃料機関をコジェネレーションシステム（CGS）へと改造し，そのエネルギ効率の検証を行った。

A. 熱交換器の種類

熱交換器とはその名のごとく2種類の流体間で熱を交換させる装置であり，流体の種類により＜気体－気体＞，＜気体－液体＞，＜液体－液体＞間の熱交換器が存在する。本研究で使用する熱交換器は，機関排気ガス中の熱を冷却水中に回収することが目的であるため，＜気体－液体＞間の熱交換器である。

熱交換の方法により，大別して

1．隔板式，2．蓄熱式，3．混合式

などがある[50]が，本研究では排気ガスから冷却水へ連続的に熱回収を行うため隔板式を用いる。隔板式熱交換器の種類としては隔板の設置形式により

1．平板，2．波状板，3．二重管，4．管群，

5．コイル管，6．フィン付管，

7．フィン付平板

などがある[51]。

本研究では，熱交換器による排熱回収に4章以降で行った運用最適化の手法を応用し，その有効性を検討することが最終目標である。供試実験装置単体での熱回収効率を追求しても，それは本供試装置のみに限定された性能となり，CGSにおけるバイオガス利用に関する汎用的な知見とは成り難い。一方，供試CGSの性能特性を実測し，それを元に最適化手法を応用してよりエネルギ利用効率の高い運転を

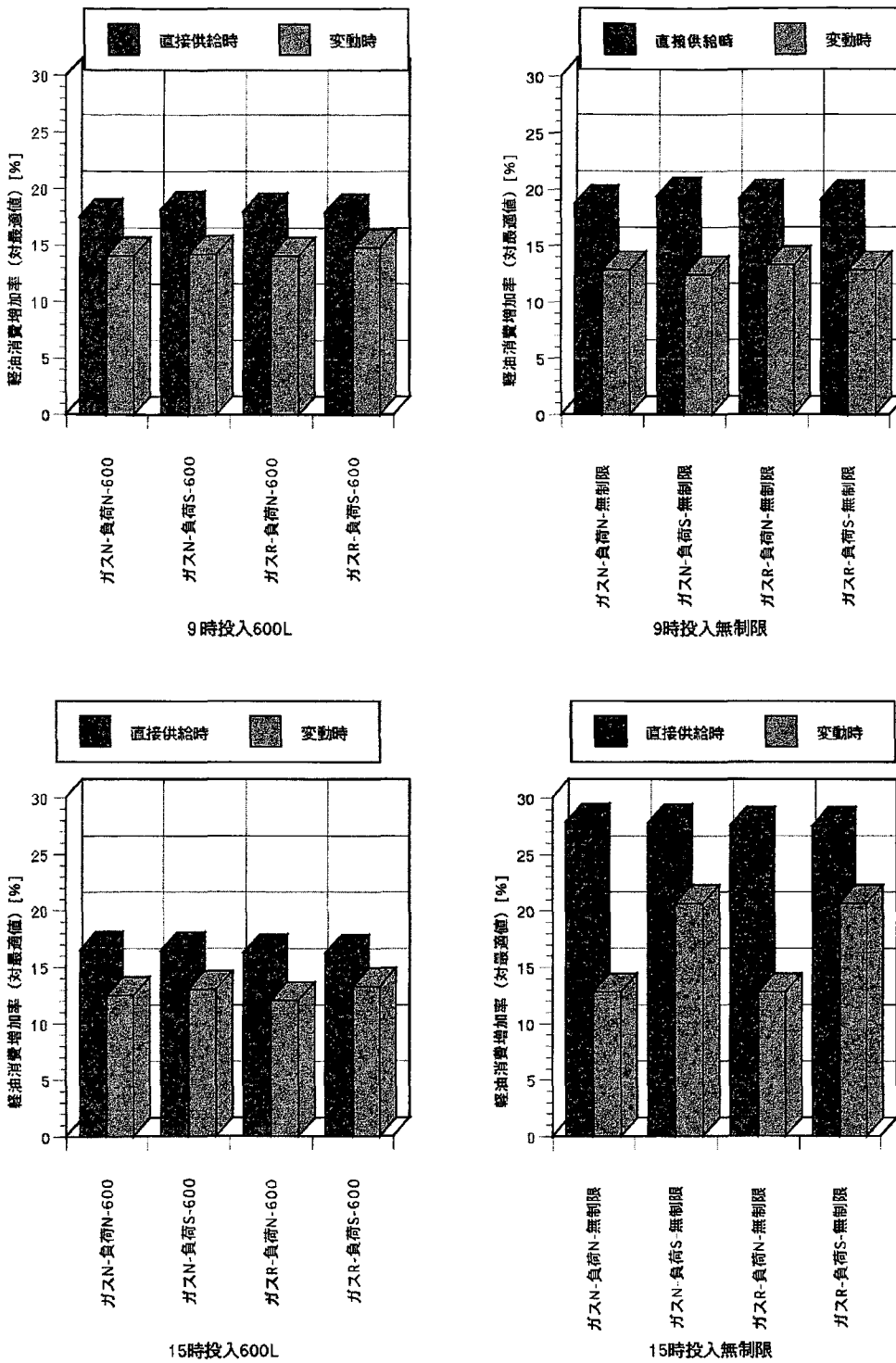


図5.10　3条件変動の影響
Fig. 5.10　Effect of 3 fluctuations

表5.4 検証実験結果
Table 5.4 Resuit of experiment

変動数		1			1			2			2		
変動種類		ガス→ー			負荷→シフト			ガス→ノイズ 負荷→シフト			ガス→ノイズ 負荷→シフト		
スラリー投入時刻		9時			15時			9時			15時		
タンク容量		600			無制限			600			無制限		
実験番号		A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3	D1	D2	D3
発生出力	MJ	2.38	2.38	2.38	2.38	2.38	2.38	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58
ガス消費量	L	126.5	126.5	126.5	126.5	126.5	126.5	84.33	84.33	84.33	84.33	84.33	84.33
メタン消費量	g	49.67	49.67	49.67	49.67	49.67	49.67	33.11	33.11	33.11	33.11	33.11	33.11
ガス発熱量	MJ	2.48	2.48	2.48	2.48	2.48	2.48	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65
ガス発熱量 [24h]	MJ	148.82	148.82	148.82	148.82	148.82	148.82	99.22	99.22	99.22	99.22	99.22	99.22
軽油消費量	mL	271.5	248.7	256.7	268.6	237.8	253.7	180.4	166.5	175.4	173.4	154.6	171.4
	g	224.0	205.2	211.8	221.6	196.2	209.3	148.8	137.4	144.7	143.1	127.5	141.4
軽油消費量	MJ	11.56	10.59	10.93	11.43	10.13	10.80	7.68	7.09	7.47	7.38	6.58	7.30
軽油消費量 [24h]	MJ	693.6	635.4	655.6	686.0	607.5	648.0	691.0	637.9	672.1	664.5	592.3	656.9
軽油節減率（直接供給比）	%		8.39	5.47		11.44	5.54		7.69	2.75		10.86	1.14
消費増加量	MJ			20.3			40.5			34.2			64.5
消費増加率（最適値比）	%			3.19			6.67			5.36			10.90
シミュレーション結果	MJ	629.4	594.1	603.2	630.7	552.5	594.3	630.9	594.1	604.8	630.7	552.5	594.3
軽油節減率（直接供給率）	%		5.59	4.15		12.40	5.78		5.83	4.14		12.40	5.78
消費増加量	MJ			9.09			41.7			10.7			41.7
消費増加率（最適値比）	%			1.53			7.55			1.80			7.55

実現できれば，その手法は他のCGSにも応用可能となる。

以上のような目的から，供試するCGS実験装置はいたずらに熱回収効率の向上を追求するより，簡素な構造として製作・実験及びシミュレーションを行いやすくすることが得策である。そこで実験装置の仕様としては，製作が簡単でかつ熱交換のシミュレーションも行いやすい，単純な二重管式の並流型熱交換器を選定した。今回想定したコジェネレーション装置の概念を図6.1に示す。熱の回収は機関の冷却水を利用するものとし，冷却水はまず機関のウォータージャケットで冷却熱を得，その後排気熱交換器へ送られて排気ガス中の熱を回収する。排気ガスと冷却水が同方向に流れる並流式である点は，有限要素に区切った熱交換のシミュレーションが容易であること，装置を実装する際にウォータージャケットから熱交換器への経路が短くて済むなどの理由による。

B. 交換熱量のシミュレーション

実験装置の製作に先立ち，その交換熱量を試算するためのシミュレーションモデルを作成し，交換熱量を計算した。

a. シミュレーションモデル

シミュレーションモデルは実験装置と同じ並流二重管式を想定し，軸方向に分割した微小要素について計算を行うものとした（図6.2）。計算は実際の実験装置と同じ

管　　長：1,100［mm］
伝熱管内径：35.7［mm］
伝熱管外径：42.7［mm］
外管内径　：52.9［mm］

のサイズに対して行った。

交換熱量の計算で最も重要な概念は「熱通過率」である。これは単位が［$W/m^2 \cdot K$］で表される。気－液間の二重管式熱交換器では，まず排気から内管内面へ対流熱伝達で，内管内面から外面まで熱伝導で，内管外面から冷却水へ対流熱伝達で熱が伝わる。これらを総計し，内管外面の単位面積当たり，排気－冷却水間の単位温度差当たりの熱の通過量を示す値が熱通過率である。

b. 交換熱量の計算手順

二重管式熱交換器で熱交換を行う際，熱が通過する経路は以下のようになる。

1．排気から伝熱管内面への対流熱伝達。

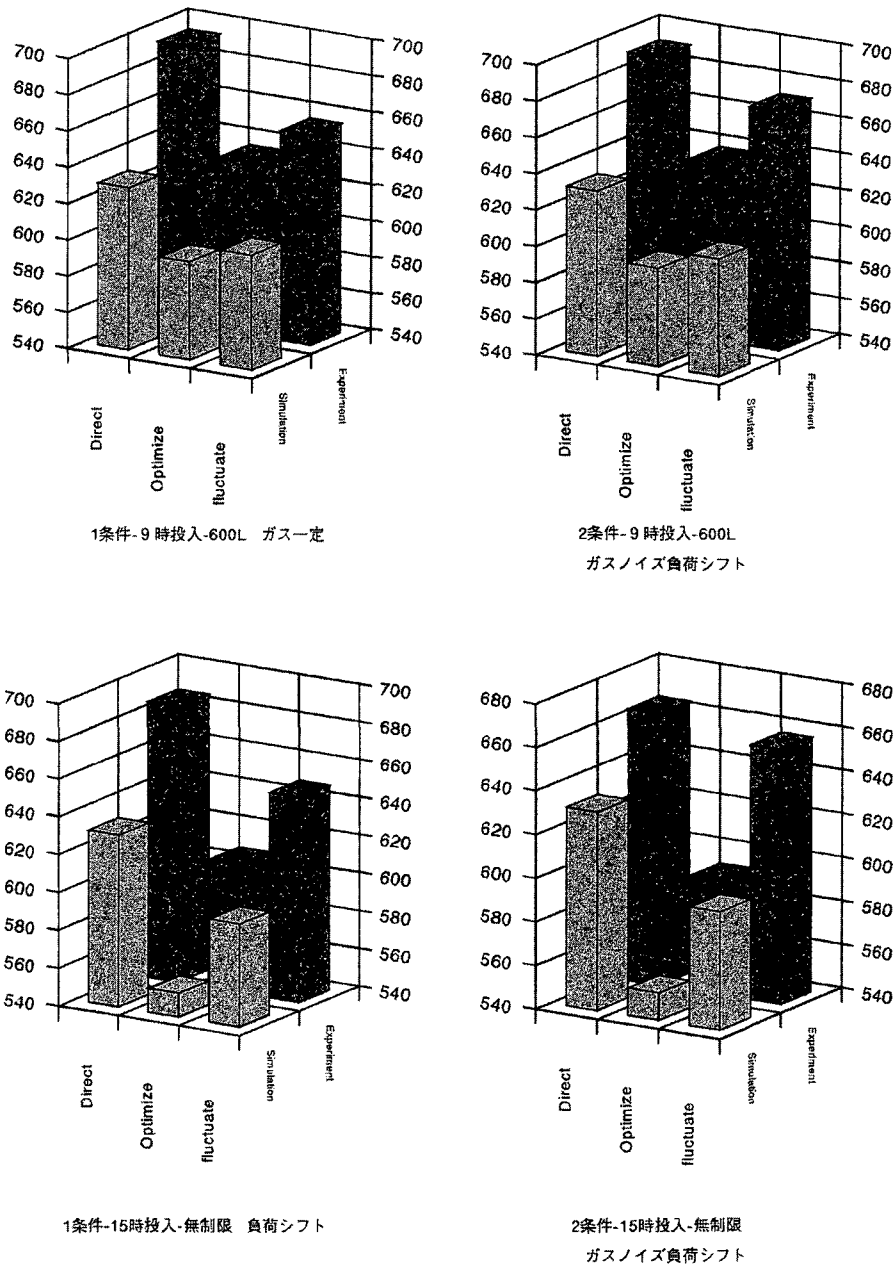
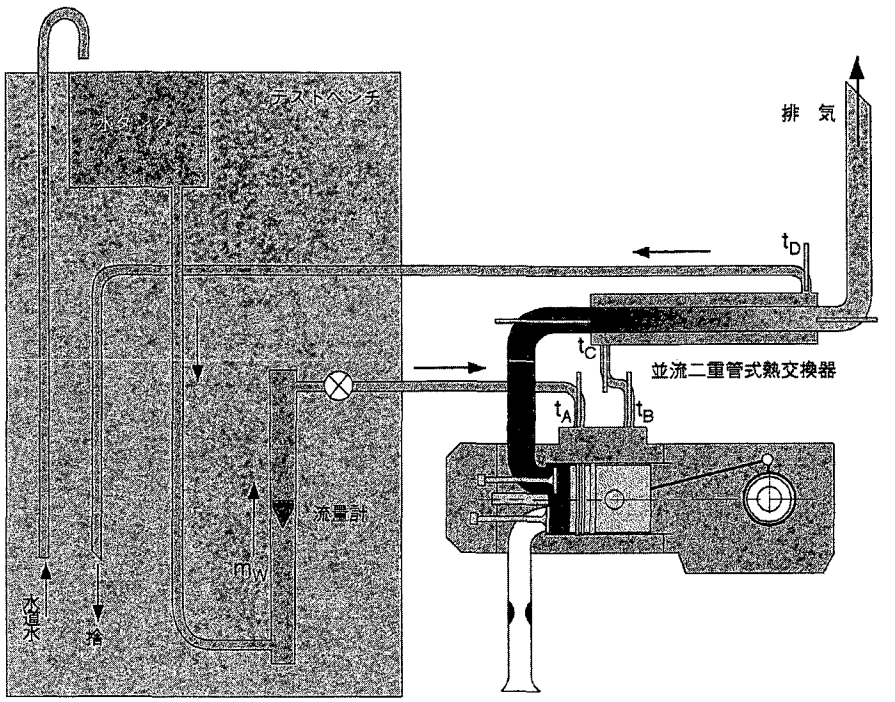


図5.11　検証実験結果
Fig. 5.11　Result of experiment

2．伝熱管内面から外面への熱伝導。
3．外面から冷却水への対流熱伝達。

これらを計算するため，1．3．に関しては対流熱伝達率，2．に関しては管材質の熱伝導率を知る必要がある。流体の関係する対流熱伝達に関しては，壁面の温度境界層の影響があり，その計算には熱伝導率を含む流体の各種物性値が必要になる。したがって交換熱量の計算は以下のような手順を必要とする。

1．排気・冷却水の物性値（質量流量，組成，比熱



t_A：ウォータージャケット入口温度
t_B：ウォータージャケット出口温度
t_C：熱交換器入口温度
t_D：熱交換器出口温度
m_W：冷却水質量流量
C_W：冷却水熱容量

冷却熱回収量 $Q_{WJ} = m_W . C_W (t_B - t_A)$

排気熱回収量 $Q_{EX} = m_W . C_W (t_D - t_C)$

総回収熱量 $Q = m_W . C_W (t_D - t_A)$

図6.1 CGS 実験装置
Fig. 6.1 CGS apparatus for experiment

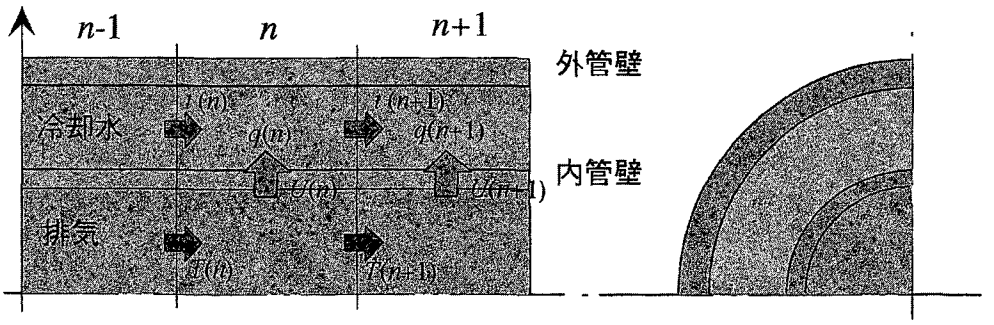


図6.2 排気熱交換器シミュレーションモデル
Fig. 6.2 Simulation model of exhaust gas heat exchanger

など）を計算する。

2．伝熱管の内面・外面における流れの状態（レイノルズ数など）を計算する。

3．排気から伝熱管内面への対流熱伝達率を計算す

る。

4．伝熱管内面から外面への熱伝達率を計算する。

5．伝熱管外面から冷却水への対流熱伝達率を計算する。

6．3．～5．を総合した熱通過率を計算する。

7．熱通過率・伝熱面積・排気－冷却水温度差から熱伝達量を計算。

以上の手順を各微小要素に対し行い，最後にそれを総計することで交換器全体での交換熱量が算出される。

c. 排気ガスの物性値の計算

排気から内管壁面への熱伝達率を計算するために排気の物性値が必要になる。そのためには排気の組成が判明している必要があるが，排気は各種気体の混合ガスであり，その組成を正確に知ることは困難である。そこで野口ら[52]の排気比熱算出法を元に，モル数で

$$H_2O : O_2 : CO_2 : N_2 = 3 : 1 : 3 : 3 \quad (6.1)$$

の比率になるものと仮定して計算を行った。なお上式から明らかなように軽油・バイオガスは完全燃焼し，不完全燃焼分，未燃焼分は考慮していない。

1）平均比熱

平均比熱は上記の佐藤ら[53]が採用した比熱式を援用し，以下の式で算出した。排気温度T［K］が298.16K≦T≦1,500Kの場合，水蒸気，酸素，二酸化炭素，窒素の各定圧比熱［J/kmol·K］は

$$Cp_{H2O}=4186.05(7.8368+1.2514\cdot10^{-5}\cdot T+2.886\cdot10^{-6}\cdot T^2-9.1506\cdot10^{-10}\cdot T^3) \quad (6.2)$$

$$Cp_{O2}=4186.05(5.8602+1.2306\cdot10^{-2}\cdot T-6.3495\cdot10^{-6}\cdot T^2+1.1682\cdot10^{-9}\cdot T^3) \quad (6.3)$$

$$Cp_{CO2}=4186.05(6.8144+9.9467\cdot10^{-4}\cdot T+9.0062\cdot10^{-7}\cdot T^2-4.4931\cdot10^{-10}\cdot T^3) \quad (6.4)$$

$$Cp_{N2}=4186.05(6.9489-4.3386\cdot10^{-4}\cdot T+1.9053\cdot10^{-6}\cdot T^2-6.5628\cdot10^{-10}\cdot T^3) \quad (6.5)$$

以上を加重平均して排気ガスの平均比熱[J/kmol·K]を求めると

$$C_e=0.3\cdot Cp_{H2O}+0.1\cdot Cp_{O2}+0.3\cdot Cp_{CO2}+0.3\cdot Cp_{N2} \quad (6.6)$$

単位を［J/g·K］へ変換した平均比熱C_{ex}は

$$C_{ex}=\frac{C_e}{1000\cdot M_{avg}} \quad (6.7)$$

ここでは上記混合比率における排気ガスの平均分子量であり，30.2である。

2）排気流量

排気流量E［kmol/s］は，Q_g：軽油消費量［kmol/s］，Q_b：バイオガス供給量［kmol/s］，Q_a：吸入空気量［kmol/s］として次の式で表される。

$$E=Q_g+Q_b+Q_a \quad (6.8)$$

これを［g/s］に換算するため

$$E_c=\frac{E\cdot M_{avg}}{1000} \quad (6.9)$$

とする。

3）熱伝導率

排気の熱伝導率CO_e［W/mK］は以下の式で算出する。t_eは排気温度［℃］である。

$$CO_e=0.3\cdot(0.00005t_e+0.0254)+0.1\cdot(0.00006t_e+0.0241)+0.3\cdot(0.00008t_e+0.0158)+0.3\cdot(0.00006t_e+0.0152) \quad (6.10)$$

4）動粘性係数

これは排気のレイノルズ数を求め，流れの状態(層流・乱流）による熱伝達係数への影響を測るために必要な値である。

$$NENU_e=0.3\cdot\left(17.6\cdot\left(\frac{397}{377+t_e}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_e+273}{293}\right)^{1.5}\right)+0.1\cdot\left(20.4\cdot\left(\frac{418}{398+t_e}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_e+273}{293}\right)^{1.5}\right)+0.3\cdot\left(12.1\cdot\left(\frac{1023}{923+t_e}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_e+273}{373}\right)^{1.5}\right)+0.3\cdot\left(14.7\cdot\left(\frac{533}{513+t_e}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_e+273}{293}\right)^{1.5}\right) \quad (6.11)$$

5）動粘性係数（管壁）

伝熱管壁との接触面では排気温度は管壁温度t_1［℃］に等しいと考え，以下の式で壁面における動粘性係数$NENU_{ek}$を算出する。

$$NENU_{ek}=0.3\cdot\left(17.6\cdot\left(\frac{397}{377+t_1}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_1+273}{293}\right)^{1.5}\right)+0.1\cdot\left(20.4\cdot\left(\frac{418}{398+t_1}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_1+273}{293}\right)^{1.5}\right)+0.3\cdot\left(12.1\cdot\left(\frac{1023}{923+t_1}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_1+273}{373}\right)^{1.5}\right)+0.3\cdot\left(14.7\cdot\left(\frac{533}{513+t_1}\right)\cdot0.0036\left(\frac{t_1+273}{293}\right)^{1.5}\right) \quad (6.12)$$

6）平均密度

$$M_e=0.3\cdot\left(1.250\cdot\frac{273}{t+273}\right)+0.1\cdot\left(1.429\frac{273}{t+273}\right)$$

$$+0.3\cdot\left(0.598\cdot\frac{273}{t+273}\right)+0.3\cdot\left(1.977\frac{273}{t+273}\right) \quad (6.13)$$

7）排気の水当量

$$G_e=\frac{E_cM_eC_{ex}}{60} \quad (6.14)$$

d. 冷却水の物性値の計算

1）比熱

冷却水の比熱C_w［J/gK］は水温t_w［℃］による変化を考慮し以下の式で導く。

$$C_w=0.00003\cdot t_w^2-0.0042\cdot t_w+4.267 \quad (6.15)$$

2）熱伝導率

冷却水の熱伝導率CO_w［W/mK］は以下の式で求める。

$$CO_w=-0.000007\cdot t_w^2+0.0018\cdot t_w+0.5688 \quad (6.16)$$

3）動粘性係数

冷却水の動粘性係数$NENU_w$は以下の式で求める。

$$NENU_w=-0.000009\cdot t_w^3+0.0024\cdot t_w^2-0.1709\cdot t_w+6.3509 \quad (6.17)$$

4）動粘性係数（管壁）

冷却水の伝熱管壁における動粘性係数$NENU_{wk}$は以下の式で導く。

$$NENU_{wk}=-0.000009\cdot t_1^3+0.0021\cdot t_1^2-0.1709\cdot t_1+6.3509 \quad (6.18)$$

5）密　度

冷却水の密度M_w［g/L］は以下の式で導く。

$$M_w=-0.0027\cdot t_W{}^2-0.1534\cdot t_w+1001.6 \quad (6.19)$$

6）水当量

冷却水の質量流量と比熱の積である水当量G_Wは以下の式で導く。

$$G_W=\frac{M_WW_CC_W}{60} \quad (6.20)$$

ここでW_c：冷却水容積流量［L/min］

7）体積膨張係数

冷却水の体積膨張係数B_wは以下の式で表される。

$$B_w=0.0072\cdot t+0.0717 \quad (6.21)$$

e. 内側境膜伝熱係数

排気の物性値及び熱交換器の諸元を用いて，排気から伝熱管内面への対流熱伝達率である内管内側境膜伝熱係数を求める。

1）排気流速

排気流速G_iはレイノルズ数を求めるために必要で，以下の式で表される。

$$G_i=\frac{4\cdot W_i}{\pi\cdot D_i} \quad (6.22)$$

ここでW_i：排気質量流量［kg/h］

D_i：伝熱管内径［m］

2）レイノルズ数

排気のレイノルズ数は以下の式で表される。

$$R_e=\frac{D_i\cdot Gi}{NENU_e} \quad (6.23)$$

この値を用い，境膜伝熱係数を求めるのに必要な以下の値を計算する。なお，この値はグラフで与えられている[54]ため，以下の式で近似したものである。

$$j_h=0.0033\cdot R_e+2.1429 \quad (6.24)$$

3）内側境膜伝熱係数

内側境膜伝熱係数h_iは以下の式で表される。

$$h_i=J_h\cdot\frac{CO_e}{D_i}\left(\frac{C_e\cdot NENU_e}{3.6\cdot CO_e}\right)^{\frac{1}{3}}\cdot\left(\frac{NENU_e}{NENU_{ek}}\right)^{0.14} \quad (6.25)$$

f. 外側境膜伝熱係数

冷却水の物性値及び熱交換器の諸元を用いて，伝熱管外面から冷却水への対流熱伝達率である内管外側側境膜伝熱係数を求める。

1）冷却水流速

冷却水流速G_o［kg/m²h］を冷却水のレイノルズ数を求めるために算出する。

$$G_o=\frac{4V_o}{\pi\cdot(D_2{}^2-D_1{}^2)} \quad (6.26)$$

ここでV_o［kg/h］は質量流量である。

2）外側境膜伝熱係数

伝熱管外側境膜伝熱係数［W/mK］は以下の式で表される。

$$h_0=0.023\cdot\left(\frac{CO_W}{D_e}\right)\cdot\left(\frac{D_e\cdot G_o}{NENU_W}\right)^{0.8}\cdot\left(\frac{C_W\cdot NENU_W}{CO_W}\right)^{0.4}\cdot\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0.45} \quad (6.27)$$

ここで

$$D_e=D_2-D_1 \text{ [m]}$$

g. 熱通過率

熱通過率U［W/m²K］は逆数をとると熱抵抗と考えることができる。そのため電気抵抗の直列接続と同様に，各抵抗すなわち伝熱係数の逆数の和として，以下の式で表される。

$$\frac{1}{U}=\left(\frac{1}{h_i}+r_i\right)\cdot\frac{D_1}{D_i}+\left(\ln t_s\cdot\frac{D_1}{\lambda}\right)+\left(\frac{1}{h_o}+r_o\right) \quad (6.28)$$

ここで

r_i：伝熱管内側汚れ係数

r_o：伝熱管外側汚れ係数

t_s：伝熱管厚さ　[m]

λ：伝熱管の熱伝導率　[W/mK]

h. 交換熱量の計算

交換熱量 q [W] は以下の式で求められる。

$$q=A\cdot U\cdot (T_E-t_w) \qquad (6.29)$$

T_E：微小区間における排気ガス入口温度[℃]

t_w：微小区間における冷却水入口温度 [℃]

A：伝熱面積 [m²]

i. 排気ガス出口温度

冷却水に熱を与えた分排気は温度が下がるため，微小区間の出口における排気温度 T_E $(k+1)$ [℃] は以下で求まる。

$$T_E(k+1)=T_E(k)-\frac{q(k)}{V_i\cdot C_e(k)}\cdot\frac{1{,}000}{3{,}600} \qquad (6.30)$$

j. 冷却水出口温度

同様に冷却水出口温度 t_w $(k+1)$ は以下で求まる。

$$t_w(k+1)=t_w(k)+\frac{q(k)}{V_o\cdot C_w(k)}\cdot\frac{1{,}000}{3{,}600} \qquad (6.31)$$

以上の計算過程を図6.3に示す。

k. 全交換熱量

全交換熱量 Q [W] は以下の式で示される。

$$Q=\sum_{k=1}^{5000} q(k) \qquad (6.32)$$

以上のシミュレーションにより試算した交換熱量を表6.1に示す。熱交換器の諸元は実機と同じとし，排気温度は性能関数から求めた。熱交換器による廃

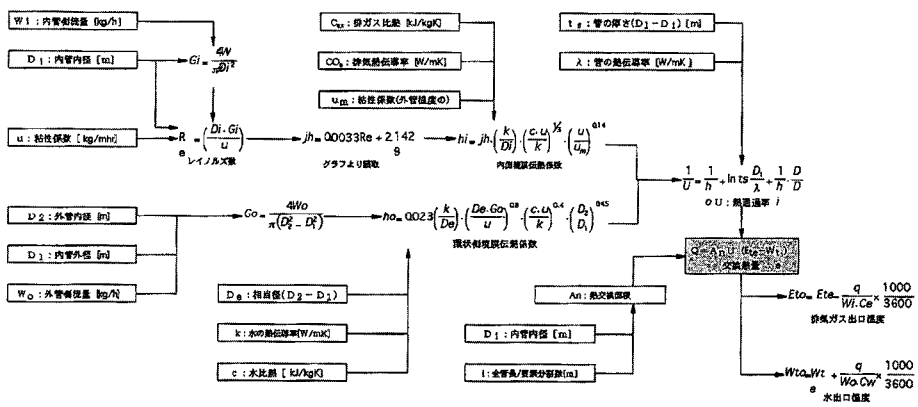


図6.3　交換熱量計算フロー

Fig. 6.3　Heat exchange calcuration flow

表6.1　熱交換器シミュレーション結果

Table 6.1　Simulation result of heat exchanger

	ガス流量	0	12	18
排気温 [℃]	熱交換器入口	478	481	452
	熱交換器出口	240	241	230
冷却水温度 [℃]	ウォータージャケット入口	−	−	−
	ウォータージャケット出口	−	−	−
	熱交換器入口	24.6	24.9	25.8
	熱交換器出口	33.1	33.5	33.6
熱勘定 [%]	機関熱効率	21.4	18.7	19.9
	ウォータージャケット熱回収効率	−	−	−
	熱交換器回収効率	15.6	13.8	13.5
	排気熱損失	−	−	−
	不明熱損失	−	−	−

熱回収量は熱勘定で15%前後と予想された。

C. 実験装置の製作

CGS 実験装置の設計図を図6.4に示す。本装置の主要諸元は表6.2の通りである。実験装置は最終的には冷却水を循環させ温水タンクに貯蔵するタイプを想定しているが，当初は非循環式として水道水をウォータージャケットに導入，熱交換を受けた冷却水は排水する。水流量の調節はテストベンチ上の流量計とバルブにより行い，最大流速は200 L/h である。

排気及び冷却水の温度計測は熱電対により行う。冷却水温度はウォータージャケット出入口，及び熱交換器出入口に精度の高いT型熱電対を設置，出入口間の温度差と水流量から交換熱量を計算する。熱交換器の排気出入口には測定温度範囲の広いK型熱電対を設置し，温度変化を測ると共に冷却水の交換熱量から排気の比熱を概算可能とした。この他に吸入空気温度も計測可能である。合計7個の熱電対をデータロガーに接続し，任意の時間間隔で同時に計測・記録可能である。

D. 交換熱量の測定と検証

製作したコージェネレーション装置による実験を

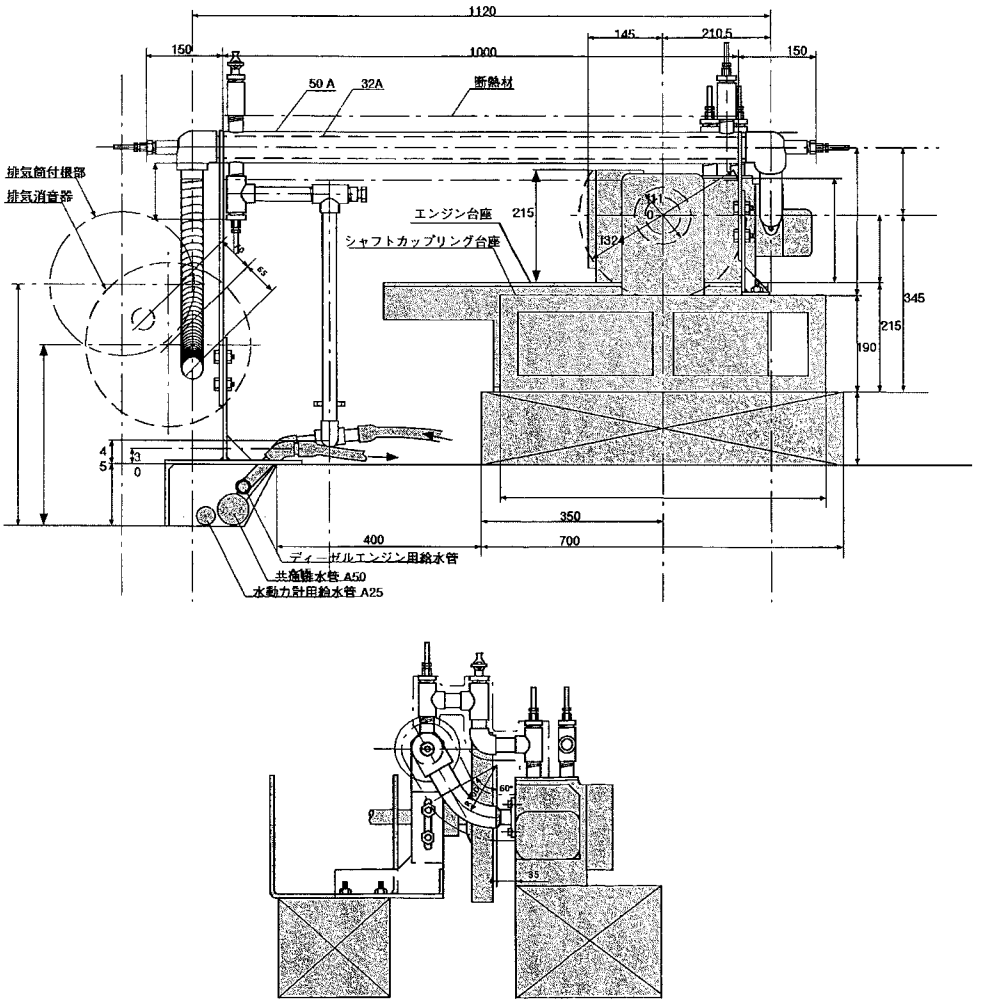


図6.4　熱交換器設計図
Fig. 6.4　Plan of heat exchanger

表6.2　熱交換器諸元
Table. 6.2　Specifications of heat exchanger

形　　式	並流二重管式
熱交換部長さ	1100mm
内管呼び径	32A
外管呼び径	50A
材　質	ステンレス
温度計測部位	4点（排気出入口，計客水出入口）
使用温度計（熱電対）	
シース型，直径3.2mm	
排気用　：	K型（クロメルーアルメル）2級，測定誤差1.5℃以内
冷却水用：	T型（銅－コンスタンタン）1級，測定誤差0.4℃以内

表6.3　コジェネレーションシステム効率
Table 6.3　Efficiency of co-generation system

メタン濃度50%

	ガス流量	0	12	18	24
排気温	熱交換器入口	372	358	360	347
[℃]	熱交換器出口	200	188	188	184
	ウォータージャケット入口	12.9	14.0	15.0	14.7
冷却水温度	ウォータージャケット出口	25.5	24.5	26.6	25.4
[℃]	熱交換器入口	24.6	24.9	25.8	24.9
	熱交換器出口	31.9	32.0	33.0	32.5
	機関熱効率	27.2	25.8	23.2	23.4
	ウォータージャケット熱回収効率	30.4	23.5	23.8	21.4
熱勘定	熱交換器回収効率	19.4	16.1	14.9	15.0
[%]	排気熱損失	19.4	16.6	15.3	15.8
	不明熱損失	7.6	17.2	24.4	25.4

ガス流量12L/min

	メタン濃度	0	25	50	75	100
排気温	熱交換器入口	370	364	358	360	344
[℃]	熱交換器出口	203	194	188	185	178
	ウォータージャケット入口	14.5	14.2	14.0	13.9	13.5
冷却水温度	ウォータージャケット出口	25.6	24.6	24.5	24.7	24.4
[℃]	熱交換器入口	25.0	24.8	24.9	24.6	23.9
	熱交換器出口	32.5	32.4	32.0	32.3	31.3
	機関熱効率	27.3	26.3	25.8	24.0	22.6
	ウォータージャケット熱回収効率	26.4	23.8	23.5	22.7	22.8
熱勘定	熱交換器回収効率	17.8	17.2	16.1	16.2	15.5
[%]	排気熱損失	20.3	18.4	16.6	16.1	15.6
	不明熱損失	9.7	13.7	17.2	21.1	24.6

行い，交換熱量を始めとした諸性能を計測した。実験結果の1例を表6.3に示す。実験は負荷を機関出力2.4 kW，平均有効圧0.466 MPaで運転した。冷却水の流量は毎分3Lである。

排気温度は350～370℃と，シミュレーションで用いた性能関数の結果よりかなり低い。これは本

CGSは機関排気口から熱交換器入口までに若干距離があり，ここで高温の排気管からある程度熱が逃げることによると考えられる。排気温度が低いと冷却水との温度差が小さく，熱回収効率は低下すると予想される。しかし実際の熱回収効率は15～20%と，シミュレーションより良かった。この理由としては，シミュレーションでは排気の流れを定常流と仮定しているが，実際の機関の排気は排気弁の開閉に伴って停止と流れを繰り返しており，この結果伝熱管内側の速度・温度境界層が薄くなって境膜伝熱係数が大きくなり，熱通過率が大きくなったことが一因と考えられる。

また機関の熱効率が以前の計測値に基づく性能関数の値より向上しているが，これは機関の排気口直後の屈曲部がなだらかな形状となったこと，さらに排気が熱交換器により冷却されて収縮し，流速が遅くなり排気抵抗が減少したことの影響が大きいと考えられる。今回の実験では排気温度は熱交換器の通過により約170℃低下しており，これによる体積の減少により流速は3／4程度に低下していると推測できる。

以上の結果から，ディーゼル機関と排気熱交換器の組合せに関して次のことが判明した。

1．ピストン機関では排気が間欠流であるため，熱交換器の熱通過率が大きくなる。
2．排気が冷却されて流速が低くなり，排気抵抗が減少して機関の効率向上につながる。特に屋内設置型の機関では排気経路が長くなりがちなためこの利点は大きい。

ディーゼル機関へのCGSの適用は，熱交換器の熱回収効率，機関の熱効率の両面で望ましい特質を有している。

最終的な熱勘定としては，機関出力として25%前後が得られた。熱回収に関してはウォータージャケットからの回収が20%強，排気熱交換器からの回収が15%強で合計して40%前後であった。機関出力と熱回収を合わせた総エネルギ効率は65%前後に達した。熱交換器が単純な構造で，また排気管からの熱の損失も多い構造ながら，かなりのエネルギ回収が可能となり，CGS化は有効であると判断できる。

E. まとめ

1．供試実験装置のコジェネレーション・システム化を行い，ウォータージャケットからの冷却熱と，排気熱交換器からの排気熱を回収した。
2．排気熱交換器の形式としては，排気と冷却水が同方向に流れる並流二重管式を採用した。これは製作が容易であることと，熱交換器のモデリング・シミュレーションが容易なためである。
3．実験装置の製作に先立ち，排気熱交換器のシミュレーションモデルを作成し，交換熱量の試算を行った。計算では熱交換器により熱勘定で10%あまりの熱回収が可能と予測された。
4．完成したコジェネレーション・システムを用いて実験した結果，排気熱交換器の回収熱量は熱勘定で15%を越え，シミュレーション結果より5割ほど大きかった。この理由は，ピストン機関の排気は間欠流であるため流れに乱れを生じ，伝熱面表面の境界層が薄くなって対流熱伝達率が大きくなったことが主因と推測される。
5．排気熱交換器を取り付けた結果，機関熱効率が5%前後向上した。これは排気が熱交換器により冷却され，体積の減少により流速が低下し，排気抵抗が減少したためと考えられる。
6．実測による熱勘定は，機関出力30%，ウォータージャケット回収熱量20%，排気熱交換器回収熱量15%前後であり，合計の効率は約65%であった。

VII. 総 括

実験装置の改造

バイオガスの主成分はメタンと二酸化炭素であり，燃焼特性はこの2成分により決まる。そこでボンベからメタンと二酸化炭素を供給し，これを混合して模擬バイオガスを発生させ機関に供給した。これによってバイオガスの供給量・メタン濃度を任意に設定可能とした。

供試機関はディーゼル機関であり，これをバイオガスと軽油の二燃料で運転する。バイオガスの供給法は予混合方式とし，吸入空気と混合して機関へ供給し，噴射された軽油の着火によりメタンに引火して燃焼する。常に軽油の供給を必要とするが，バイオガス発生量が不足しても軽油により運転可能である。

バイオガス・軽油二燃料運転の基本特性

バイオガスは燃焼しにくい特性を持ち，低負荷時に供給するとメタンが未燃焼のまま排出され，熱効率の低下を招く。そのためバイオガスを効率的に燃焼させるには，機関負荷を高くし燃焼温度を上げる

こと，ガス供給量を一定以上にし空気とメタンの混合比を可燃範囲に近づけること，の2点が必要である。これは低負荷時はバイオガス供給を止め，高負荷時に供給する供給スケジューリングを行えば効率改善が可能であることを示唆する。

排気中のNOx濃度はバイオガスの供給により減少する。これはバイガスの供給により吸入空気量が減少し，混合気中の酸素濃度が低下した結果初期燃焼が緩慢になり，燃焼温度・圧力が低くなったためと推測される。

排気中の煙濃度はバイオガスの供給により減少する。これはメタンの供給・燃焼により液体燃料である軽油の噴射量が減少し，気体燃料による燃焼が増加したためと考えられる。

軽油噴射時期が機関熱効率に及ぼす影響は小さく，反面NOx濃度は噴射時期を進角させると増加する。

バイオガス二燃料運転の最適化

嫌気性発酵槽から発生するバイオガスをタンクに貯蔵し，機関への供給を最適にスケジューリングするシミュレーションを行った。最適化手法として動的計画法を用いた。24時間を1サイクルとし，30分間隔で変動するバイオガスと，農場の作業を想定して負荷パターンを与え，24時間の最適供給スケジュールを求めた。機関性能は実測値を元にモデリングし，バイオガスの発生データは実際の発酵槽から得られた値を用いた。

1．供給スケジュールの最適化により，軽油消費量は直接供給に比べて最高約15%減少した。また軽油単味運転時と比べ約29%減少した。タンク容量が大きいほど最適化の効果は高い。
2．軽油に関する最適スケジュールは，低負荷のときガスを貯蔵し，高負荷のときに高い供給率を与える傾向を持つ。そのため負荷変動がある場合は大きなタンク容量を必要とする。
3．実用的にはタンク容量の制限が厳しいため，ガス発生率のピークが高負荷の時期に重なるよう，スラリーの投入時刻を調節することが望ましい。
4．煙濃度はタンク容量が小さくても最適化の効果が大きく，直接供給より10%前後，無供給より約24%低減できる。
5．検証実験の結果，最適スケジュールは所期の軽油節減効果を有すると認められた。

最適スケジュールの条件変動への耐性

最適供給スケジュールは既知の運転条件に対するものであり，運転条件がスケジューリング時と異なった場合に性能低下を招く心配があった。そこで何種類かの条件変動を人為的に設定し，それに対する最適スケジュールのロバスト性を検証した。シミュレーションの結果，最適スケジュールは条件の変動に対してもかなり有効性を保ち，耐性を持つことが示された。検証実験結果からもこれが裏付けられている。最適性への影響が大きいのは負荷パターンの変動であり，ガス発生パターンの影響は本シミュレーション条件ではほとんど性能低下をもたらさなかった。1日もしくは1サイクルの中で機関負荷が周期的に変動する場合，最適スケジューリングによりバイオガスからのエネルギ効率を向上させることは実用的にも可能であると推測できる。

バイオガス二燃料機関のコジェネレーション化

1．供試実験装置のコジェネレーション・システム化を行い，ウォータージャケットからの冷却熱と，排気熱交換器からの排気熱を回収した。
2．排気熱交換器の形式としては，排気と冷却水が同方向に流れる並流二重管式を採用した。これは製作が容易であることと，熱交換器のモデリング・シミュレーションが容易なためである。
3．実験装置の製作に先立ち，排気熱交換器のシミュレーションモデルを作成し，交換熱量の試算を行った。計算では熱交換器により熱勘定で10%あまりの熱回収が可能と予測された。
4．完成したコジェネレーション・システムを用いて実験した結果，排気熱交換器の回収熱量は熱勘定で15%を越え，シミュレーション結果より5割ほど大きかった。この理由は，ピストン機関の排気は間欠流であるため流れに乱れを生じ，伝熱面表面の境界層が薄くなって対流熱伝達率が大きくなったことが主因と推測される。
5．排気熱交換器を取り付けた結果，機関熱効率が5%前後向上した。これは排気が熱交換器により冷却され，体積の減少により流速が低下し，排気抵抗が減少したためと考えられる。
6．実測による熱勘定は，機関出力30%，ウォータージャケット回収熱量20%，排気熱交換器回収熱量15%前後であり，合計の効率は約65%であった。

謝　　辞

本研究は1993年4月から1998年1月まで課程博士の学位請求論文として北海道大学大学院農学研究科において行われたものである。この間終始御指導御鞭撻を賜った生物生産工学講座農用車両システム分野寺尾日出男教授に謹んで感謝の意を表する。本研究の取りまとめにあたり，懇切なる御指導と論文の御校閲を賜った農業システム工学分野松田従三教授，農用車両システム工学分野野口　伸助教授に対し深謝する。また研究・実験遂行上大変有益な御助言，ご協力を頂いた農業システム工学分野近江谷和彦助教授，農用車両システム工学分野石井一暢助手・久保田守元助手に御礼を申し上げます。そして実験装置の製作に当たりご協力を頂いた今野繁男技官，若沢幸男技官にも心から謝意を表します。また，本論文に関連するテーマを選び，共同研究者として協力して頂いた吉田　剛君（1994年度卒業論文），麓貴弘君(1995年度卒業論文，1997年度修士論文)，三谷真二君(1996年度卒業論文，98年度修士論文）をはじめ，農用車両システム工学講座の各位に心から感謝する。最後に本研究を実施する上で不可欠な供試ディーゼル機関を提供して頂いた㈱ヤンマーディーゼルに御礼を申し上げます。

量記号一覧

A ：熱交換器の1区間における伝熱面積 [m^2]
B_n ：n期までのガス累積発生量 [L]
B_N ：全期間の総ガス発生量 [L]
B_w ：冷却水体積膨張係数 [1/K]
b_n ：n期のガス発生量 [L]
C_e ：排気の定圧比熱 [J/kmol·K]
C_{ex} ：排気の定圧比熱 [J/g·K]
CO_e ：排気熱伝導率 [W/m·K]
CO_w ：冷却水熱伝導率 [W/m·K]
Cp_{CO2}：二酸化炭素の定圧比熱 [J/kmol·K]
Cp_{H2O}：水蒸気の定圧比熱 [J/kmol·K]
Cp_{N2}：窒素の定圧比熱 [J/kmol·K]
Cp_{O2}：酸素の定圧比熱 [J/kmol·K]
C_w ：冷却水比熱 [J/g·K]
D_i ：伝熱管内径 [m]
d ：吸気絞り口径 [m]
d_n ：n期のガス供給量 [L]
d_n^{max} ：n期のガス供給量上限値 [L]
E ：排気ガス流量 [kmol/s]
E_C ：排気流量 [g/s]
G_e ：排気の水等量 [J/s·K]
G_i ：排気流速 [kg/m^2·h]
G_O ：冷却水流速 [kg/m^2·h]
G_w ：冷却水水等量 [J/s·K]
g_n ：n期の利得
h_i ：排気－伝熱管境膜伝熱係数 [W/m^2·K]
h_O ：伝熱管－冷却水境膜伝熱係数 [W/m^2·K]
f_n ：n期までの累積利得の最小値
f_N ：全期間の累積利得の最小値
j_h ：レイノルズ数の修正値
M_{avg}：排気平均分子量
M_e ：排気平均密度 [g/L]
M_w ：冷却水密度 [g/L]
$NENU_e$：排気動粘性係数 [kg/m·h]
$NENU_{ek}$：排気の伝熱管壁面における動粘性係数 [kg/m·h]
$NENU_w$：冷却水動粘性係数 [kg/m·h]
$NENU_{wk}$：冷却水の伝熱管壁面における動粘性係数 [kg/m·h]
Q ：熱交換器による総交換熱量 [W]
Q_a ：吸入空気量 [kmol/s]
Q_b ：バイオガス供給量 [kmol/s]
Q_g ：軽油消費量 [kmol/s]
Q_S ：吸入空気質量流量
Q_v ：吸入空気容積流量
q ：熱交換器の1区間における交換熱量 [W]
R_e ：排気レイノルズ数
r_i ：伝熱管内側汚れ係数
r_O ：伝熱管外側汚れ係数
S ：ガスタンク容量 [L]
T ：排気温度 [K]
T_E ：熱交換器の1区間入口における排気温度[℃]
t_1 ：熱交換器伝熱管壁温度 [℃]
t_e ：排気温度 [℃]
t_S ：伝熱管壁厚さ [m]
t_w ：熱交換器の1区間入口における冷却水温度 [℃]
V_O ：冷却水質量流量 [kg/h]
W_C ：冷却水容積流量 [L/min]

W_i ：排気質量流量 [kg/h]
x_N ：全期間の総ガス供給量 [L]
x_n ：n期までのガス累積供給量 [L]
α ：流量係数
γ_a ：湿り空気の比重量
Δ_P ：絞り前後に生じる差圧
ε ：気体の膨張補正係数
λ ：伝熱管の熱伝導率 [W/m·K]
ρ ：絞りの上流側における流体の密度

参考文献

1．波江貞弘：機械技術の未来予測　動力エネルギーシステム部門，日本機械学会誌，96(894)，p.416～417，1993
2．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.33，1990
3．World Resources：A Guide to the Grobal Environment, The World Resources Institute
4．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.6，1990
5．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.5，1990
6．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.16，1990
7．朝日新聞，朝刊11面，1992.3.26
8．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.33，1990
9．山澤新吾：バイオマスエネルギー，朝倉書店，p1，1982
10．長谷川修：エネルギー変換工学，理工学社，p.34，1990
11．馬場有政ら編：熱管理便覧，丸善，p.165～166，1972
12．山澤新吾：バイオマスエネルギー，朝倉書店，p.24，1982
13．平嶋雅雄：広域熱供給システムと熱輸送技術，日本機械学会誌，97(912)，p.939～940，1994
14．吉村佳人：ケミカル物質を用いたエネルギー輸送技術，日本機械学会誌，97(912)，p.941～943，1994
15．Ortiz-canavate et al：Diesel Engine Modification to Operate on Biogas, Trans. of the ASAE, p.808～813, 1981
16．D.J.Picken et al：The Use of Anaerobic Digester Gas as an Engine Fuel, J. agric. Engng. Res., p.1～7, 1981
17．T.K. Bhattacharya et al：A Compression Ignitin Engine on Biogas-Diesel Fuel, Agricultural Meshanization in Asia, Africa and Latin America, 19(3), p.32～36, 1988
18．日本農業新聞，シリーズ　畜産と環境　第五部　欧州の畜ふん事情＜3＞，1995.1.11
19．Danish Energy Agency：Progress Report on the Economy of Centralized Biogas Plants, 1994
20．日本農業新聞，シリーズ　畜産と環境　第五部　欧州の畜ふん事情＜4＞，1995.1.12
21．有田　望：メタンガスの農用小型ディーゼル機関への応用に関する研究，北海道大学農学部農業工学科卒業論文，1991
22．田中健太郎：メタンガスの農用小型ディーゼル機関への応用，北海道大学農学部農業工学科卒業論文，1992
23．石井耕太：バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用，北海道大学農学部農業工学科卒業論文，1993
24．山澤新吾編：バイオマスエネルギー，朝倉書店，p.153，1982
25．山澤新吾編：バイオマスエネルギー，朝倉書店，p.155，1982
26．高畑秀彦ら：コンパートメントタイプ・プラグフロー嫌気発酵槽における分割投入法の効果，農業施設，21(1)，p.23～29，1990
27．三浦研一ら：メタン発酵法による家畜糞尿処理と利活用技術の考察，第10回農業土木新技術検討報告会要旨集，p.71～83，平成5年8月
28．有田　望：メタンガスの農用小型ディーゼル機関への応用に関する研究，北海道大学農学部農用車両システム卒業論文，p.16，1991
29．梅田重夫ら：農業動力学，朝倉書店，p.56，1981
30．小茂鳥和生ら：内燃機関工学，実教出版株式会社，p.296，1991
31．琵琶忠志ら：天然ガスだき三井MAN-B&W 12K80MC-GI-S形機関，内燃機関，32(405)，p.7，1993
32．J. Ofitiz-Canavate et al：Trans. of ASAE, p.808～813, 1981
33．福谷　格：天然ガスエンジンの性能，内燃機関，32(399)，p.15～24，1993
34．長尾不二夫：内燃機関講義　上巻，養賢堂，p.277，1991
35．有田　望：メタンガスの農用小型機関への応用に関する研究，北海道大学農学部農業工学科卒業論文，p.14，1991
36．日本機械学会編：機械工学便覧　B3　計測と制御，p.63，1990
37．㈱堀場製作所：窒素酸化物分析計　CLA-53シリーズ取扱説明書

38. 小茂鳥和生ら：内燃機関工学，実教出版株式会社，p. 283，1991
39. 内田 登ら：ディーゼル機関におけるEGRと過給の組合せによる排気特性の改善，自動車技術会論文集，24(4)，p. 41～46，1993
40. 石井耕太：バイオガスの農用小型ディーゼル機関への応用，北海道大学農学部農用車両システム卒業論文，p. 13，1993
41. 藤沢英也，川合静男：ディーゼル燃料噴射，山海堂
42. 五味 努：内燃機関，朝倉書店，p. 103，1993
43. Constant, M and Naveau, H, et al : Biogas End-Use in the European Community, Elsever Appliend Science, 1987
44. 鍋島一郎：動的計画法，森北出版，p. 7～14，1968
45. 杉山昌平：動的計画法，日科技連，p. 20～23，1976
46. 高畑秀彦，川本常美，梅津一孝：コンパートメントタイプ・プラグフロー嫌気発酵槽における分割投入法の効果，農業施設，21(1)，p. 23～29，1990
47. Siebenmorgen, T. J., D. D. Schulte : Integration of a Cogeneration System into a Swine Operation (Part 1), Trans. of the ASAE, 31(5), p. 1556～1565，1988
48. 三浦研一，渡辺廣視：メタン発酵法による家畜糞尿処理と利活用技術の考察，第10回農業土木新技術検討報告会要旨集，p. 71～83，1993
49. Noguchi, N., K. Ishii, H. Terao : Optimal Control of a Dual-fuel Diesel Engine, Journal of the Japanese Society of Agricultural Machinery, 58(2), p. 113～122，1996
50. 千輝淳二：伝熱計算法，工学図書株式会社，p. 224，1993
51. 50）に同じ，p. 227
52. 野口 伸ら：ディーゼル機関の燃焼解析法について，農機学会北海道支部会報，第30号，p. 57～63，1989
53. 佐藤運男：二サイクル機関の性能に関する研究(1)，内燃機関，27(341)，p. 37～47，山海堂，1988
54. 尾花英郎ほか：熱交換器設計ハンドブック，工学図書，1982

その他

日本機械学会編：新版機械工学便覧 C7－エネルギー機器・システム，丸善* 日本機械学会編：(新版) 機械工学便覧 A6熱工学，丸善，1988
伊藤弘一，横山良平：コージェネレーションの最適計画，産業図書，1990

Summary

Ⅰ. Introduction

Global warming raised by greenhouse effect is recently one of the international concerned issues. All the world's industrialized nations focus on the reduction of "greenhouse" gases toward next century. In particular, reduction of CO_2 emissions and development of renewable energy resources, which replaces fossil fuels are required. In agricultural area, a large quantity of biomass is treated and is available for use as biomass energy by anaerobic digestion. To utilize the biomass energy as biogas, the development of an effective conversion method from gas to a secondary energy source is important.

Ⅱ. Development of Experiment Apparatus

The major components of biogas affecting combustion are methane and carbon dioxide. But it is difficult to obtain a large quantity of biogas generated from the digester, and to regulate rate of those components at will. Therefore, we built the experiment apparatus, which is able to make synthetic biogas by mixing of methane and carbon dioxide with diesel fuel for a dual-fuel diesel engine.

The biogas fuel is supplied into the intake air stream of the diesel engine. Because diesel fuel is injected into the combustion chamber and ignited by compression, methane in biogas ignites by the flame of diesel fuel. This ignition method requires the engine to be able to operate with various mixtures of diesel fuel and biogas to compensate for times when biogas production is insufficient.

Ⅲ. Basic performance of dual-fuel operation

Basic performance of the engine, operated with dual-fuel mode were determined. Brake specific fuel consumption (BSFC), diesel fuel alternation by biogas, NOx emission, smoke density, excess air factor and the other performance factors were measured.

The relationship between specific fuel consumption and biogas supply rate was evaluated. For low loads BSFC increases as biogas supply rate becomes higher, because most of supplied methane can not burn due to high excess air factor and low combustion temperature. For high loads BSFC decreases under the high biogas supply rate because methane-air mixture ratio becomes appropriate for engine operation. This suggests that optimization of biogas supply schedule is required for improving engine efficiency. A scheduling method for the biogas supply was developed to meet these performance restraints.

CO_2 in biogas did not increase BSFC because increasing of BSFC was caused by discharging of methane which are not burned in combustion chamber. Increasing of CO_2 did not

effect emission of NOx and slightly increased smoke density.

Because biogas decreases combustion temperature, supplying an appropriate amount of biogas to the engine should lead to reduce the emission of NOx, which are harmful for environment. Supplying of biogas also decreases emission of smoke because a portion of diesel fuel injected into the combustion chamber is alternated by biogas which are pre-mixed with air and not produce smoke at combustion.

Ⅳ. Optimization of scheduling biogas supply

Both high engine load and high biogas supply rate are designed for an effective operation of the dual-fuel engine. An optimization method for scheduling the gas supply, based on dynamic programming, was developed by assuming the installation of a gas buffering tank between the digester to regulate the biogas supply to the engine.

An optimized gas supply schedule was developed for every 30 minutes during a 24 hours period by choosing the specific engine performance such as the BSFC or the smoke density, as the objective function. Simulation results suggest that the total fuel consumption during 24 hours was reduced by 29%, while the reduction by supplying directly from the digester to the engine was only 15%. These results were verified by the engine test.

Ⅴ. Performance robustness of optimized schedules

Additional simulations were performed to verify performance under actual biogas production profiles. Initially the profiles of biogas production and the engine load with random noise added were created and used in simulations.

The fluctuation of gas profiles had no significant effects to the fuel consumption, while that of load profiles gave a large increases in the fuel consumption under particular operation conditions. Fluctuation of gas profiles increased fuel consumption by less than 1.5% whereas changing of load profiles increased by 1 ~ 7.6%. However, the increases in fuel consumption were rather smaller, so the optimized schedules are still effective in fluctuating conditions. These results were also verified by engine tests.

Ⅵ. Development of biogas co-generation system

A co-generation system (CGS) was developed to increase the efficiency of the biogas-diesel dual fuel engine by heat recovery from engine coolant and exhaust gas. A double-tube, parallel flow type gas heat exchanger was adopted considering the ease of manufacturing and system modeling.

Experimental results indicated that the heat exchanger could collect more heat than predicted by the simulation. A merit of the heat exchanger was that the heat efficiency of the engine increased because the flow resistance of exhaust gas was decreased by contraction of gas volume. The approximate heat balance of the developed CGS was as follows :

Engine heat efficiency	30%
Heat collection (Water jacket)	20%
Heat collection (Heat exchanger)	15%
Total energy efficiency	65%